

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení

Návrh hydraulického navíječe pásu

Proposal of Hydraulic Circuit of Retractor of Conveyor Belts

Student:

Bc. Adam Selvek

Vedoucí diplomové práce:

Ing. Erik Stonawski, Ph.D.

Ostrava 2016

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Adam Selvek**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Konstrukční a procesní inženýrství
Specializace: Hydraulické a pneumatické stroje a zařízení
Téma: Návrh hydraulického obvodu navíječe pásu

Zásady pro vypracování:

1. Zpracujte rešerši k problematice hydraulické obvody důlních závěsných lokomotiv
2. Proveďte návrh hydraulického obvodu navíječe pásů, vytvořte variantní řešení
3. Proveďte výpočty potřebných sil a momentů dle zadaných parametrů
4. Vyspecifikujte použité hydraulické prvky v celém obvodu navíječe
5. Zpracujte postup nastavení pojistných a brzdných ventilů na požadovaný tlak

Seznam doporučené odborné literatury:

KUČÍK, P.; STRÁŽOVEC, I.; KRIŠŠÁK, P. *Hydraulický přenos energie: mobilné pracovní stroje*. 1. vyd. Žilina: Žilinská univerzita/EDIS, 2000. 384 s. ISBN 80-7100-725-0

KOPÁČEK, J.; PAVLOK, B. *Tekutinné mechanismy*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2005. 151 s. ISBN 80-248-0856-0

LIFT, H.; HANSEL, M. *Hydrauliksysteme in der Bau und Kommunaltechnik*. 1. vyd. 1991. 354 s. ISBN 3-8023-0445-4

NOSKIEVIČ, J. *Dynamika tekutinových mechanismů*. Skripta VŠB – TU Ostrava, 1995. 166 s., 1. vydání. ISBN 80-7078-297-8

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Erik Stonawski, Ph**

Datum zadání: 11.12.2015

Datum odevzdání: 16.05.2016



doc. Dr. Ing. Lumír Hružík
vedoucí katedry

doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě dne: 16. 05. 2016

podpis studenta

Poděkování

Za věcné připomínky, cenné rady a věnovaný čas děkuji vedoucímu práce Ing. Eriku Stonawskému Ph.D.

Prohlašuji, že

jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomové práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.

beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).

souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.

bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.

bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).

beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne: 16. 05. 2016



.....
podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Bc. Adam Selvek

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Skřipov 221

Skřipov, 747 45

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

SELVEK, A. *Návrh hydraulického navíječe pásu: diplomová práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení, 2016, 61 s. Vedoucí práce: Stonawski, E.

Diplomová práce se zabývá návrhem pohonu a ovládání hydraulického navíječe v důlním hospodářství. V úvodu je popsána obecná problematika důlního hospodářství, navrhnutí variant pro hydraulický navíječ pásu, vypočteny potřebné síly a momenty navíječe pro bezporuchový provoz. Dále je uvedena specifikace prvků v obvodu mechanismu. Nakonec je popsán postup nastavení pojistných a brzdových ventilů na požadovaný tlak.

Klíčová slova

Navíječ, dopravní pás, brzdový ventil, pojistný ventil, dělič průtoku.

ANOTATION OF MASTER'S THESIS

SELVEK, A. *Proposal of Hydraulic Circuit of Retractor of Conveyor Belts: master's thesis*. Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of hydromechanics and hydraulic equipment, 2016, 61 p. Thesis head: Stonawski, E.

The master's thesis deals with the issue of controlling the hydraulic winch belt in the mining industry. The introduction describes the general problems of the mining economy. Proposing alternatives for hydraulic circuit of conveyor belt. Calculated the necessary forces and torques for smooth operation of conveyor belt. Further specification of parts in the circuit mechanism. Finally, it describes how to setting a pressure relief valve and motion control valve to the desired pressure.

Key words

Winch, conveyor belt, motion control valve, pressure relief valve, flow divider.

Seznam použitých značek a symbolů

D_2	[m]	průměr pístu přímočarého hydromotoru
d_2	[m]	průměr pístnice přímočarého hydromotoru
$D_{\text{sací}}$	[m]	průměr sacího potrubí
D_{tlak}	[MPa]	průměr tlakového potrubí
F	[N]	zatěžující síla
F_t	[N]	požadovaná tažná síla
F_{tmax}	[N]	maximální tažná síla
g	$[\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}]$	gravitační zrychlení
i_p	[1]	převodový poměr planetové převodovky
i_z	[1]	řetězový převodový poměr
l	[m]	délka pásu
L_1	[m]	délka potrubí v tlakové větvi
L_2	[m]	délka potrubí v odpadní větvi
l_{HM}	[m]	zdvih přímočarého hydromotoru
m	[Kg]	hmotnost pásu
m_1	$[\text{Kg} \cdot \text{m}^{-2}]$	hmotnost jádra
m_{100}	[Kg]	hmotnost 100 m dlouhého pásu
m_{buben}	[Kg]	hmotnost navíjecího bubnu
Mk_c	[Nm]	celkový krouticí moment rotačního hydromotoru
Mk_{HM}	[Nm]	krouticí moment rotačního hydromotoru
m_{pas}	[Kg]	celková hmotnost pásu
n_{sm}	$[\text{ot} \cdot \text{min}^{-1}]$	Jmenovité otáčky spalovacího motoru
P	[kW]	příkon na hřídeli hydrogenerátoru
p_{zc}	[MPa]	celková tlaková ztráta v potrubí
p_{Ztlak}	[MPa]	tlakový ztráta v tlakové větvi
Q	$[\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$	objemový průtok hydraulického agregátu
Q_{IHM}	$[\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$	objemový průtok přímočarého hydromotoru
r	[m]	poloměr navíjecího bubnu
Re	[1]	Reynoldsovo číslo
S_1	[Kg]	tloušťka nosné vrstvy pásu
S_2	[Kg]	tloušťka vrchní vrstvy pásu
S_3	[Kg]	tloušťka jádra pásu

S_{\min}	$[m^2]$	plocha mezikruží přímočarého hydromotoru
t	$[s]$	čas zdvihu přímočarého hydromotoru
v	$[m \cdot s^{-1}]$	rychlost zdvihu přímočarého hydromotoru
V_g	$[m^3]$	geometrický objem hydrogenerátoru
$v_{sací}$	$[m \cdot s^{-1}]$	rychlost kapaliny v sací větvi
v_{tlak}	$[m \cdot s^{-1}]$	rychlost kapaliny v tlakové větvi
Z_1	$[1]$	počet zubů hnacího kola
Z_2	$[1]$	počet zubů hnaného kola
Δp	$[MPa]$	tlakový spád přímočarého hydromotoru
Δp_{pv}	$[MPa]$	tlakový spád na pojistném ventilu
η_c	$[1]$	celková účinnost hydrogenerátoru
η_q	$[1]$	objemová účinnost hydrogenerátoru
λ_{tlak}	$[1]$	součinitel tření v tlakové větvi
φ	$[1]$	součinitel tření mezi pásem a zeminou

Obsah

1	Problematika dopravy v důlním průmyslu	12
1.1	Význam závěsné dopravy	12
1.1.1	Řešení závěsné dopravy.....	13
1.1.2	Závěsné drážky	14
1.2	Závěsné lokomotivy.....	14
1.2.1	Vybavení závěsné dopravy	15
1.2.2	Brzdňý vozík.....	16
1.2.3	Manipulátory	16
1.2.4	Zvedací zařízení.....	17
1.2.5	Hydraulický naviják	17
1.2.6	Hydraulický obvod důlní lokomotivy.....	18
2	Návrh hydraulického obvodu navíječe.....	21
2.1	Popis hydraulického navíječe	21
2.2	Návrh hydraulického obvodu.....	23
2.2.1	Popis první varianty obvodu.....	24
2.2.2	Popis druhé varianty	26
2.2.3	Popis při spuštění navíjení gumového pásu.....	27
2.2.4	Popis při zvedání konzole pro zvětšení prostoru na návín	27
3	Výpočet hydraulického obvodu	28
3.1	Pásové dopravníky	28
3.1.1	Účel použití a stručná charakteristika pásových dopravníků	28
3.1.2	Volba typu pásových dopravníků	29
3.2	Dopravní pás	30
3.3	Návrh přímočarého hydromotoru	32

3.4	Pomocný okruh lokomotivy.....	35
3.5	Návrh rotačního hydromotoru.....	36
3.6	Výpočet otáček navíjecího bubnu	39
3.7	Výpočet rychlosti navíjení	39
3.8	Návrh a výpočet potrubí.....	40
4	Popis hydraulických komponentů	43
4.1	Rotační orbitální hydromotor.....	43
4.2	Přímočarý hydromotor	44
4.3	Zubový hydrogenerátor.....	46
4.4	Dělič průtoku	47
4.5	Pojistný tlakový ventil	48
4.6	šoupatkový rozváděč.....	50
4.7	Škrťací ventil.....	52
4.8	Logický ventil	53
4.9	Brzdový ventil.....	54
5	Postup nastavení pojistných a brzdových ventilů	57
5.1	Nastavení pojistného ventilu.....	57
5.2	Nastavení brzdového ventilu.....	58
6	Závěr.....	59
7	Seznam použité literatury	60
8	Seznam příloh.....	61

Úvod

Hydraulika je velice rozšířený obor, který zasahuje prakticky do všech odvětví průmyslu. Téma mé diplomové práce vychází z praktické aplikace, konkrétně od firmy PD Profi. Předmětem zájmu firmy je návrh hydraulického zařízení do dolů pro navíjení gumového pásu.

Mezi hlavní řešené problémy patří kontinuální navíjení gumového pásu, dále zajištění synchronního chodu přímočarých hydromotorů zajišťujících zvedání a spouštění cívky, která tvoří prostor pro samotný návin.

Celá práce je rozdělena do 5 hlavních kapitol. V první kapitole se práce zabývá problematikou důlního hospodářství, kde je popsán význam závěsné dopravy a rozvádí se stručný popis závěsných lokomotiv a jejich přídavných zařízení. V druhé kapitole je samotný návrh hydraulického obvodu navíječe, kde je představen celkový popis funkce. V následující třetí kapitole je výpočet potřebných sil a momentů. Čtvrtá kapitola se zabývá popisem použitých hydraulických prvků, které zajišťují správnou funkci mechanismu. V páté kapitole je postup nastavení pojistných a brzdných ventilů na požadovaný tlak v obvodu hydraulického navíječe.

1 PROBLEMATIKA DOPRAVY V DŮLNÍM PRŮMYSLU

Kapitola popisuje základní problematiku důlního hospodářství a to zejména samotný význam závěsné dopravy, rozdělení závěsných lokomotiv a následně jejich vybavení. Dále bude popsána problematika dopravních pásů, jejich význam použití, konstrukce, volba materiálu a vše pro jejich kontinuální provoz.

1.1 VÝZNAM ZÁVĚSNÉ DOPRAVY

Již několik let je pozornost praxe i výzkumu zaměřena na řešení technologických i ekonomických problémů, jež souvisí s dopravou materiálu. Z mnoha řešení posledních let se nejvíce rozšířila závěsná doprava, zejména pak doprava na závěsných drážkách.

V současné době se kladou zvýšené nároky na kapacitu zařízení, jimiž se dopravuje rubanina z místa jejího dobývání a na povrch dolu. Zvětšování dopravních výkonností, ať již kontinuálních dopravníků (pásové, hřeblové, článkové a jiné) nebo kontejnerových systémů, se neobejde bez jejich úzké specializace pro dopravu určitého druhu rubaniny (uhlí, kámen) v jednom směru, tj. z místa dobývání v jámě. S tím úzce souvisí i koncepce plnicích a výklopných stanic v kombinaci s vyrovnávacími zásobníky a skipovým těžením, což vyžaduje rychlý a plynulý koloběh vlakových souprav mezi plnicími stanicemi a jámou.

Tím se však stále více omezuje možnost použít zařízení pro dopravu rubaniny k zpětné dopravě materiálu na pracoviště. Se zvyšující se těžbou se zvyšují i nároky na množství dopravovaného materiálu.

Spolu s tím rostou i nároky na údržbu dopravních tratí, zejména pak kolejového svršku, který musí vyhovovat zvýšenému zatížení velkokapacitními vozy a novými výkonovými typy důlních lokomotiv.

To vše vede ke snaze soustředit hlavní pozornost na údržbu kolejí a dopravních tratí na hlavní těžní patra a omezit údržbu tratí v úsekové dopravě na výbušných třídách. Výbušné třídy nad poruby jsou však horninovými tlaky při postupu porubní fronty značně narušovány, zejména při dobývání do pole, takže doprava materiálu po koleji je značně ztížená.

Obdobná situace vzniká při ražení pásových tříd, kde kolejová doprava vedle pásového dopravníku bývá často zdrojem poruch jak v odtěžení, tak i při dopravě materiálu do čelby. Doprava materiálu je pak v takto ztížených podmínkách i zdrojem pracovních úrazů. [5]

Situace ve zmíněných důlních dílech se ještě více komplikuje při nerovnoměrném úklonu důlní chodby (instalace bariér, vrátků s obsluhou apod.), čímž počet směn v dopravě značně stoupá a vzrůstá i provozní poruchovost. [5,6]

Takovéto problémy dopravy materiálu se proto v poslední době ve všech zemích s rozvinutým hornictvím řeší pomocí závěsné dopravy.

Cílem je vytvořit provozně jednotný a ekonomicky efektivní dopravní systém, tj. kontinuální dopravu materiálu pomocí výkonných a spolehlivých mechanismů při maximální redukci různých přídavných operací (třídění, kompletace, překládání apod.). [5]



Obr. 1 Závěsná trať pro závěsnou lokomotivu [16]

1.1.1 Řešení závěsné dopravy

Závěsná doprava musí být řešena komplexně jako nezbytná součást modernizace manipulace s materiálem a dopravy materiálu v dole i na povrchu, čímž se vytvářejí příznivé podmínky pro nové metody organizace a řízení dopravy materiálu vůbec.

Význam závěsné dopravy je hlavně v tom, že lze jedním systémem řešit dopravu materiálu v úklonných i bezkolejových chodbách a lze plně nahradit málo výkonnou a značně namáhavou a nákladnou ruční dopravu. Přitom použité mechanizační prostředky podstatně z hospodární tuto část výrobního procesu a sníží fyzickou námahu pracovníků na nejmenší možnou míru.

Problém bezpečné a výkonné dopravy materiálu, zařízení a osob z povrchu na jednotlivá pracoviště prošel během posledního období značnými změnami, zejména od doby, kdy byl vytyčen intenzivní program mechanizace a koncentrace v těžbě uhlí. [5]

S tím totiž souvisí i nutnost maximálního využití velmi nákladných mechanismů (dobývací mechanismy, výztuže), zejména pak při ukončení jednoho a při náběhu druhého pracoviště, kde je nutno celý komplex zařízení urychleně přemístit. To lze nejlépe a nejrychleji realizovat právě jen závěsnou dopravou v úsecích a mezi úseky. [5]

Aby však závěsná doprava zabezpečila rychlý, hospodárný a bezpečný transport, je nutno pečlivě volit dopravní zařízení, přepravní prostředky (palety) a zvedací stanice tak, aby se dodržela zásada, že veškerý dopravovaný materiál se dopravuje na místo určení bez překládání. Tím je pak zajištěna maximální efektivnost manipulace a dopravy materiálu, což je vlastně jediným cílem při zavádění závěsné dopravy. [5] [6]

1.1.2 Závěsné drážky

Hlavní výhoda závěsných drážek je v tom, že řeší při nízkých investičních nákladech problémy dopravy i v těch podmínkách, v nichž dosud byla možná jen doprava ruční. Vývoj závěsných drážek prošel poměrně složitou cestou, než se ustálily určité typy, které se v současné době ve velkém počtu používají. [5] [6]

1.2 ZÁVĚSNÉ LOKOMOTIVY

Protože mechanizace dopravy materiálu zaostávala za mechanizací a automatizací dopravy užitkového nerostu, bylo nutno zkonstruovat při rozšíření závěsných drah nový trakční prostředek. Doprava pomoci lana má své omezení hlavně co do délky trati a dopravy materiálu více drážkami na sebe navazujícími a je většinou značně pracná. Proto se začalo s vývojem a výrobou závěsných důlních lokomotiv.

Lokomotiva může pracovat i v prostřední s nebezpečím výbuchu metanu a uhelného prachu. Rám lokomotivy je skříňové konstrukce, v jejíž střední části je uložena pohonná jednotka a na krajích jsou upevněny odnímatelné kabiny. Lokomotiva je zavěšena pomocí dvou čtyřkladkových vozíků pojíždějících po spodní přírubě profilu I. Pojezd lokomotivy je řešen v obou směrech dvěma páry horizontálně uložených kladek odvalujících se po stojině profilu I. Tažná síla na odvalovací kladky je odvozena od dieselového motoru přes hydrogenerátor, hydraulické jednotky a mechanické převodovky, jež mají dvojité výkyv, takže hnací kladky kopírují nerovnost podvěsné dráhy.

Ovládání je možné z obou kabin. Lokomotiva je vybavena jak brzděním přes hydrostatický obvod, tak i brzděním mechanicko-hydraulickými brzdami. Ovládání brzdového ústrojí je buď ruční nebo samočinné, např. při poruše tlaku v hydraulickém obvodu následkem poruchy hydrogenerátoru nebo pohonné jednotky. [5]

Lokomotiva má tři části. Střední část (hnací) a vnější části (ovládací). Všechny tři části jsou propojeny v jeden celek. Závěsy lokomotivy jsou uchyceny k rámu diesel-hydraulického agregátu a tvoří je dva čtyř-kladkové naklápěcí podvozky pružně vychýlitelné a otočné v tělese závěsu. Celé podvozky jsou uloženy na axiálních naklápěcích valivých ložiscích.

Hnací jednotky jsou dvě a tvoří je páry hydromotorů, kotoučových hydraulických brzd, převodovek a hnacích kotoučů. Převodové skříně tvoří samonosnou konstrukci pohonné jednotky. Ke stojině profilu I jsou trvale přitlačovány ocelové hnací kotouče. Velikost přitlaku se reguluje v závislosti na zatížení lokomotivy. K pohonu hydraulických jednotek slouží motor upravený do nevýbušného provedení, které záleží v nevýbušném sání, výfuku, chlazení výfukových plynů a hašení CO₂. Startování je pružinovým startérem a k osvětlení jako zdroj proudu je použitý alternátor. Ovládání je z kabin, v nichž jsou umístěny ovládací prvky a kontrolní přístroje. [5] [6]



Obr. 2 Závěsná lokomotiva [16]

1.2.1 Vybavení závěsné dopravy

Rozšíření závěsných drážek je úzce spojeno i s vývojem příslušenství, kterým je možno úseky v závěsné dopravě vybavit. Hlavní pozornost je třeba věnovat výběru tažného vrátku, aby se mohla volit varianta rychlosti, tažné síly i druhu pohonu.

Pro další rozvoj závěsných drážek v našich uhelných revírech je nutno především pro dopravu těžších břemen mít vhodné přepravní prostředky a rovněž zajistit vhodný typ vrátku alespoň ve dvou velikostech. Pro dosavadní dopravu na podvěsných drážkách se při dopravě v úklonných tratích používá těžního vrátku. Pro závěsnou drážku profilu I byly vyřešeny doplňky, které slouží přímo k dopravě nebo zajišťují její bezpečnost. [5] [6]

Mezi doplňky závěsné drážky patří:

Nosný a brzdňý vozík, zarážka, výhybka, točna, zvedací zařízení a přepravní prostředek.

1.2.2 Brzdňý vozík

Pro závěsnou dráhu byl závažový brzdňý vozík velmi jednoduché konstrukce. Slouží jako bezpečnostní zařízení pro dopravu v úklonných drahách. Pojíždí stejně jako nosný vozík a je s ním spojen řetězovým okem. K tažnému lanu je uchycen za páku excentru brzdy. Při uvolnění nebo přetržení lana páka excentru klesne a pootočí jej do brzdící polohy. Brzdění je třením o spodní plochu kolejnice. Nevýhodou je, že se nedá použít pro střídavý úklon. Proto byl v dalším vývoji zkonstruován odstředivý brzdňý vozík, jehož se používá v důlním provozu. [5]



Obr. 3 Brzdňý vozík [16]

1.2.3 Manipulátory

Důlní manipulátor závěsný je dálkově nebo manuálně ovládaný nezávislý diesel-hydraulický agregát, jež se používá také jako tažný prostředek určený pro přepravu soupravy na jednokolejně závěsné dráze profilu I v horizontální rovině a při úklonu max. 30°.

Jako hydraulický agregát je možné jej použít pro napájení malé mechanizace (např. svorníkovací vrtačky, kalového hydrogenerátoru, impulsního utahováku HPU2501P, ručního sbíjecího kladiva apod.). K zařízení je možné připojit také zařízení pro transport materiálu jako např. transportní zařízení a kontejner pro přepravu materiálu.

Zařízení může pracovat na jakémkoli místě důlního díla závěsné jednokolejné dráhy při dodržení platných bezpečnostních předpisů a ustanovení návodu k používání manipulátoru a závěsné dráhy. Přídavný hydraulický okruh manipulátoru má konstantní hydrogenerátor. [5]



Obr. 4 Dieselový manipulátor [16]

1.2.4 Zvedací zařízení

Pro manipulaci a transport břemen, technologického materiálu a osob po závěsné jednokolejové trati s nosným profilem I jsou využívána různá transportní zařízení poháněná ručně, pneumaticky nebo hydraulicky.

Veškerá tato zařízení jsou konstruována na bázi nosných vozíků minimální nosnosti 4 tuny. Kombinací rozličných typů konstrukcí a technických řešení spojování částí zařízení je nabízeno transportní zařízení s nosností od 3,2 do 40 tun. Jednotlivé podskupiny jsou mezi sebou propojeny speciálními táhly.

Pro manipulaci s břemeny slouží různé typy motorů a to jak rotačních, tak přímočarých, které pomocí speciálního nosného řetězu zvedají nebo spouštějí břemena. Přesun naložených břemen je prováděn pomocí nosných vozíků s tažným prostředkem autonomním nebo lanovým. [5]



Obr. 5 Zvedací zařízení [16]

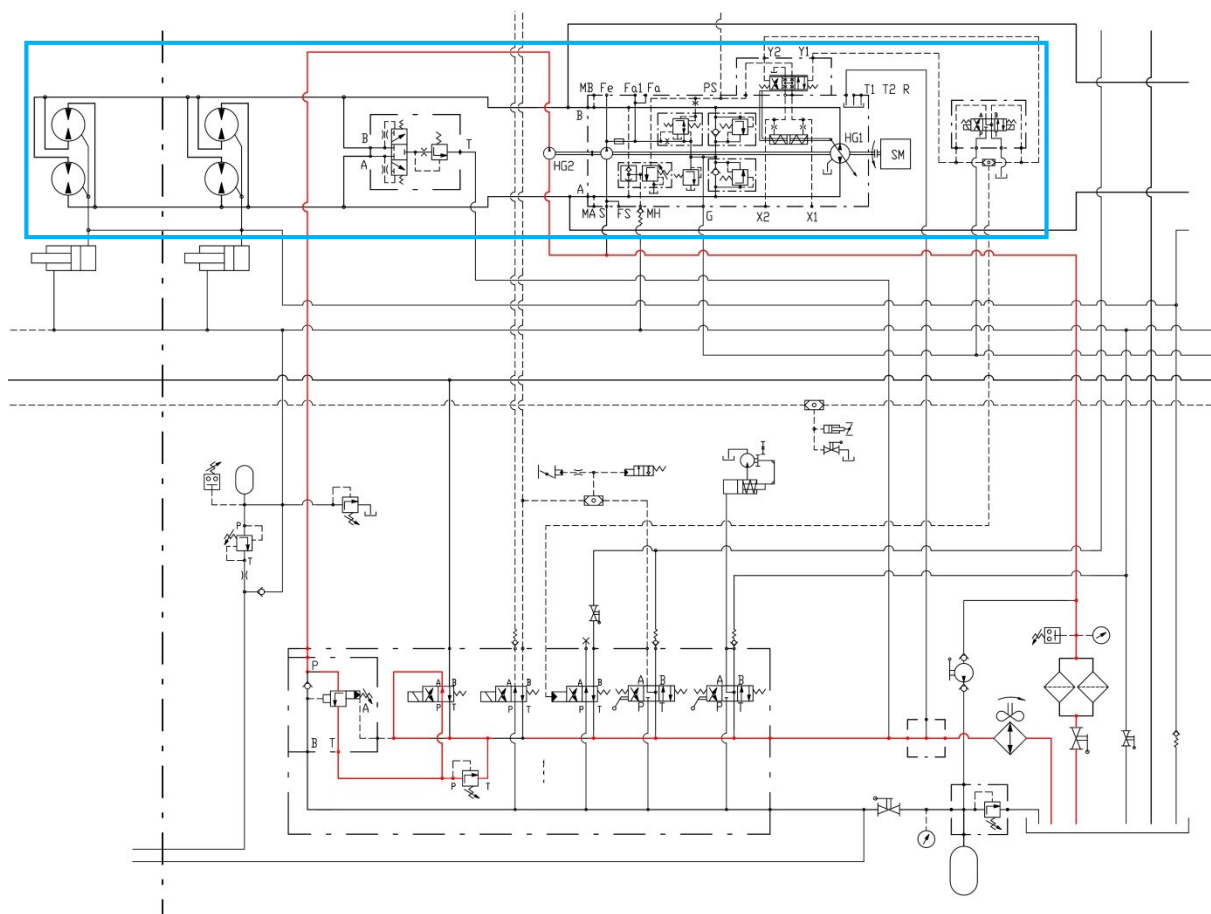
1.2.5 Hydraulický naviják

Závěsný hydraulický naviják je zařízení sloužící pouze k manipulaci a přitahování objemných břemen. Je nainstalován v soupravě vozidel pohybujících se po závěsných drahách s nosným profilem I do úklonu tratě $\pm 30^\circ$. Hydraulický naviják je sestaven z dílů nosných a vlastního navíjedla. O pohon navíjecího bubnu se stará rotační hydromotor. Z důvodu bezpečnosti je naviják vybaven pojistným ventilem. [5]



Obr. 6 Hydraulický naviják [16]

1.2.6 Hydraulický obvod důlní lokomotivy



Obr. 7 Schéma důlní lokomotivy [15]

Na tomto schéma je znázorněn hydraulický obvod důlní závěsné lokomotivy. Červeně vyznačená větev znázorňuje pomocný okruh lokomotivy, který je zrealizován pomocným hydrogenerátorem HG2. Modré orámování značí uzavřený obvod lokomotivy, který ovládá pojezd důlní závěsné lokomotivy. Oba dva okruhy budou postupně popsány.

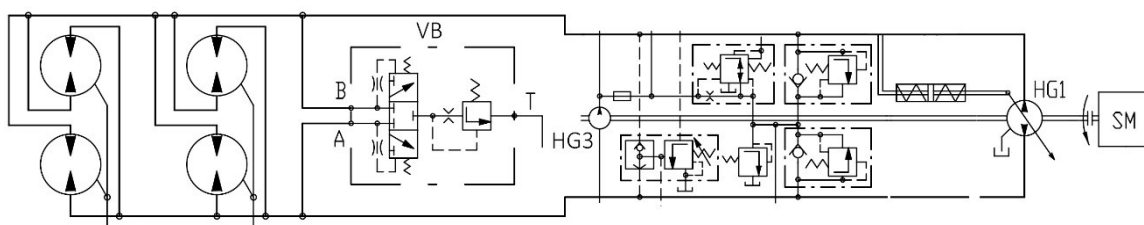
Otevřený – pomocný okruh lokomotivy

Na obr. 7 je červeně vyznačen pomocný okruh lokomotivy. V obvodu je umístěn rozváděč R1, který je 2/2, ovládaný elektromagneticky a výchozí poloha je zajištěna za pomoci pružiny. Pokud je tento rozváděč v základní poloze, tak kapalina se dopravuje zpět do nádrže přes vzduchový chladič, který má za úkol kapalinu ochladit.

Ve druhém případě, jestliže se rozváděč R1 přesune do první polohy, kapalina teče do přídavného hydraulického zařízení. V pomocném okruhu jsou zapojeny dva pojistné ventily PV1 a PV2, kde PV1 je nepřímo řízený pojistný ventil a přímo řízený pojistný ventil PV2. Oba tyto ventily jsou zapojeny z bezpečnostního hlediska, v případě nárůstu tlaku nad neúnosnou mez, která by měla za následek poškození hydraulických komponentů.

V otevřeném okruhu je navíc zapojený akumulátor, který slouží k samotnému nastartování důlní lokomotivy. V případě naplněného akumulátoru proudí kapalina přes mechanicky ovládaný 4/3 rozváděč R2, který bude přesunut do první polohy, kde se kapalina dostane do přímočarého hydromotoru HM1, který odbrzdí rotační hydromotor HM2. Přebytkná kapalina proudí zpátky do nádrže.

Uzavřený – hlavní okruh lokomotivy



Obr. 8 Uzavřený obvod lokomotivy [15]

O samotný pojezd důlní lokomotivy se stará uzavřený okruh, kde pojezd zajišťují čtyři rotační hydromotory. Spalovací motor pohání hlavní hydrogenerátor HG1 v konstrukci s nastavitelným průtokem. V uzavřeném okruhu jsou zapojeny také pojistné ventily, z důvodu ochrany celého hlavního okruhu lokomotivy. Uzavřený okruh není bezprosakový, proto v uzavřeném okruhu je navíc pomocný hydrogenerátor HG3, který dodává potřebné množství kapaliny z nádrže, dále k plnění nízkotlaké větve a výplach systému.

Navíc je v tomto okruhu zajištěn i výplachový blok VB, který slouží k částečné výměně kapaliny v obvodu a zároveň k ochlazování obvodu. Tyto výplachové bloky se velmi často využívají právě v kombinaci s rotačními hydromotory, ve kterých není vestavěn výplachový ventil.

Výhody a nevýhody otevřeného a uzavřeného obvodu

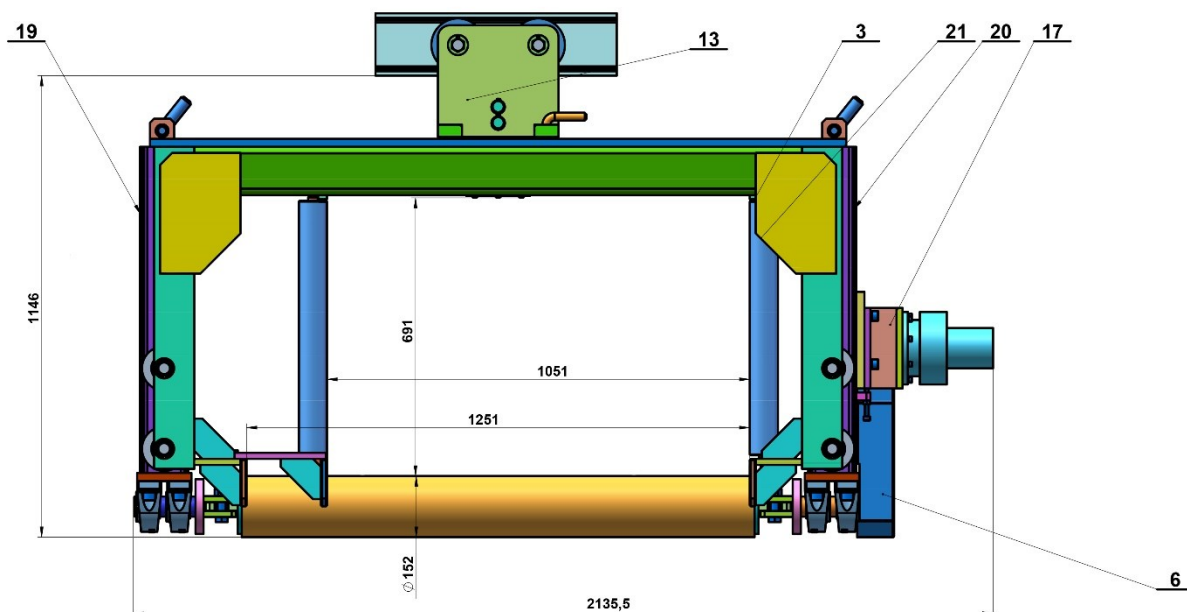
Jelikož v důlních lokomotivách se používají tyto oba typy obvodů, je na místě popsat, čím se od sebe tyto obvody liší.

Otevřené obvody vyžadují větší množství kapaliny, z něhož menší část zpravidla vykonává provozní funkce. Kapalina se po vykonané práci vrací do nádrže o velkém obsahu a velké ploše, která zaručuje účinné chlazení kapaliny, což umožňuje poměrně snadno udržet provozní teplotu v přijatelných mezích. Kapalina se může v nádrži ustálit, unášené vzduchové bubliny snadno unikají a nečistoty z kapaliny se usadí. Naproti tomu je kapalina na velké ploše stále ve styku se vzduchem, čímž je usnadněno jeho pohlcování kapalinou – proto je nutno u otevřených obvodů mít účinné odvzdušňovací zařízení. Otevřených obvodů se používá zejména tam, kde je zapotřebí většího množství tlakové kapaliny pro rychlé pracovní pohyby.

Vzhledem k tomu, že se kapalina přečerpává z jedné strany hydraulického obvodu na druhou, dochází k oteplení kapaliny, která je větší než u obvodů otevřených. Dokud je kapalina pod tlakem, nenastane nebezpečí, že by do systému vnikal vzduch. Vnikne-li netěsnostmi do obvodu vzduch, způsobuje pak nepravidelnosti při práci, proto vzduchové polštáře a bublinky značně ovlivňují stejnoměrnost pohybu. Z uvedených důvodů se ukládají do obou větví hydraulického obvodu nasávací ventily, kterými se přisaje potřebné množství kapaliny nahrazující ztráty netěsnostmi nebo změnu objemu v důsledku zchladnutí kapaliny.

2 NÁVRH HYDRAULICKÉHO OBVODU NAVÍJEČE

2.1 POPIS HYDRAULICKÉHO NAVÍJEČE

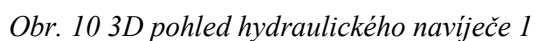


Obr. 9 Přední pohled hydraulického navíječe

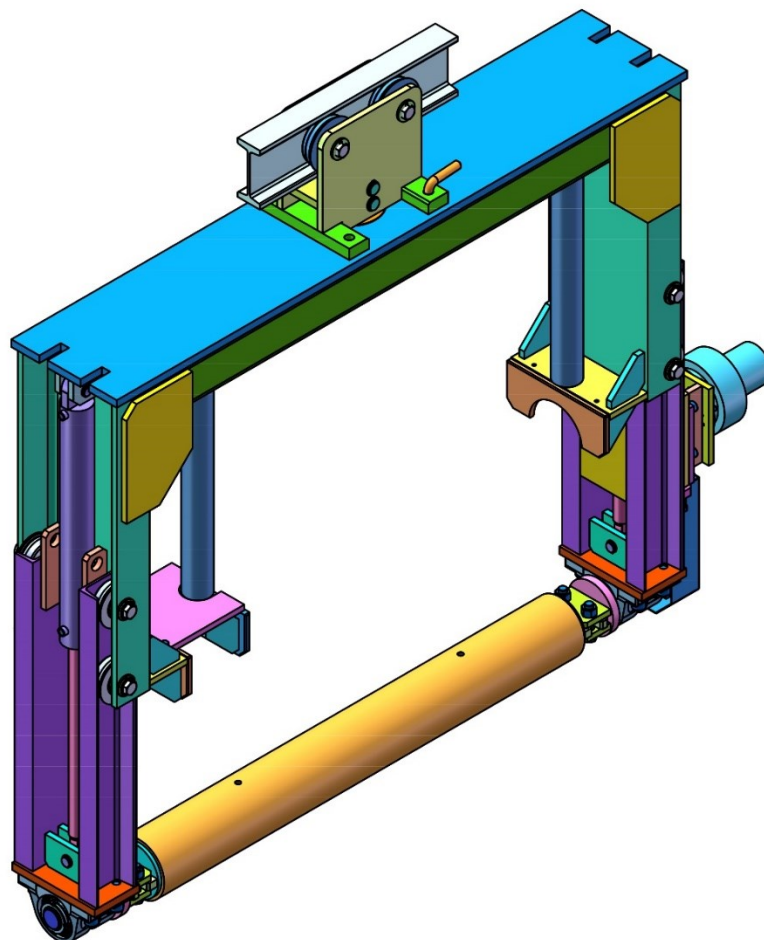
Hydraulický navíječ bude využíván v důlním hospodářství pro navíjení dopravních pásu. Je konstruován tak, že bude zavěšen na závěsné dráze. Díky této konstrukci bude manipulace s mechanismem rychlá, hospodárná a bezpečná, viz. Kapitola 1 – význam závěsné dopravy.

Hydraulický navíječ bude připojen k pomocnému hydraulickému obvodu lokomotivy, kde bude využit jako přídavné zařízení lokomotivy.

Hydraulický navíječ pásu má tyto základní rozměry. Celková délka hydraulického navíječe je 2,1 m. Výška hydraulického navíječe při plně zasunutých dvou přímočarých hydromotorů je 1,1 m, v opačném případě 1,6 m. Šířka hydraulického navíječe je 0,3 m.



Pod základním rámem je připevněn navíjecí buben 18, který zajišťuje navíjení dopravního pásu. Navíjecí buben je spojený s řetězovým hnaným kolem 11. Řetěz je chráněn např. proti vniknutí nečistot, je schovaný v krytu 6. Poté za pomoci řetězu je spojen s planetovou převodovkou, která je spojena s rotačním hydromotorem 27. Samotný rotační hydromotor je připevněn k držáku 17 za pomoci šroubů. Dále hydraulický navíječ je vybaven ložiskovým domkem 26, který navíc tlumí a přenáší různá dynamická zatížení.



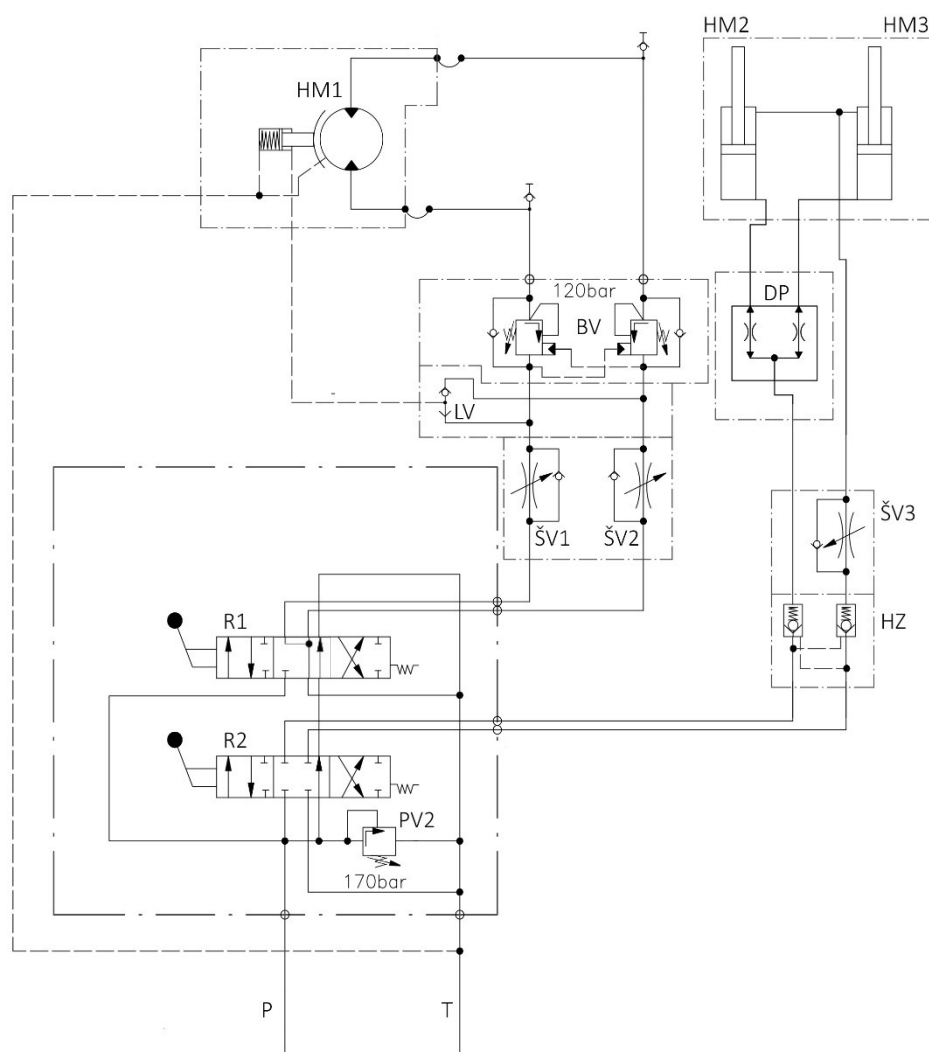
Obr. 11 3D pohled hydraulického navíječe 2

Aby se dopravní pás navíjel rovnoměrně, k základnímu rámu jsou přidány dva vodící válce 21, které jsou připevněny k tzv. distancím 14. Tyto distance jsou připevněny k základního rámu. Vodící válce jsou navíc připevněny k vodícím tyčím, a to umožňuje nastavení šířky navíjení pro dopravní pás. Vzdálenost může být maximálně 1 m.

Na bocích základního rámu jsou připevněny za pomoci čepů dva přímočaré hydromotory, které plní úlohu zvětšit celkový prostor pro návin. V případě plně zasunutých přímočarých hydromotorů tento prostor pro návin činí 1,5 m. Při úplném vysunutí přímočarých hydromotorů se prostor zvětší na hodnotu 2,5 m. Aby toto zvětšení prostoru mohlo být zrealizováno, jsou na bocích základního rámu připevněny U profily, ve kterých se pohybují pojezdová kola.

2.2 NÁVRH HYDRAULICKÉHO OBVODU

Na základě požadavku je sestaven hydraulický obvod hydraulického navíječe tak, aby byla zajištěna provozuschopnost a především plnění bezpečnostních funkcí.



Obr. 12 Schéma obvodu hydraulického navijče (Varianta 1)

2.2.1 Popis první varianty obvodu

Jak již bylo zmíněno výše, hydraulický navijč je poháněn pomocným obvodem důlní lokomotivy, o maximálním průtoku $30 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ za pomoci zubového hydrogenerátoru. Alternativou může být pohánění hydraulického navijče samostatným hydraulickým agregátem o průtoku $40 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$.

Hydraulický navijč sestává ze tří hlavních komponentů, které přeměňují tlakovou energii kapaliny na mechanickou práci. Jedná se o rotační hydromotor HM1 a dva přímočaré hydromotory HM2 a HM3. Rotační hydromotor HM1 pohání navijecí buben přes řetězový převod. Přímocará dvojčinné hydromotory HM2 a HM3 mají za úkol zvětšit celkový prostor pro návin, pokud je to zapotřebí. Základní prostor pro návin činí 1 m, při plném zdvihu hydromotorů tato hodnota stoupne na dvojnásobek. Zajištění synchronního chodu těchto dvou přímocarách hydromotorů se realizuje pomocí šoupátkového děliče průtoku DP, který

rovnoměrně rozdělí průtok z tlakové větve do vstupů hydromotorů, to zapříčiní synchronní zdvih obou hydromotorů. Dělič průtoku slouží zároveň jako slučovač průtoku.

Oba tyto pracovní komponenty jsou ovládány za pomoci dvousekčního šoupátkového rozváděče R1 a R2, který je konstruován jako 6/3 rozváděč. Ovládání šoupátkových rozváděčů je realizováno za pomoci ručních pák, které jsou vybaveny funkcí aretace – zajištění polohy rozváděče. Tento komponent je konstruován s otevřeným středem, aby se nemařila energie.

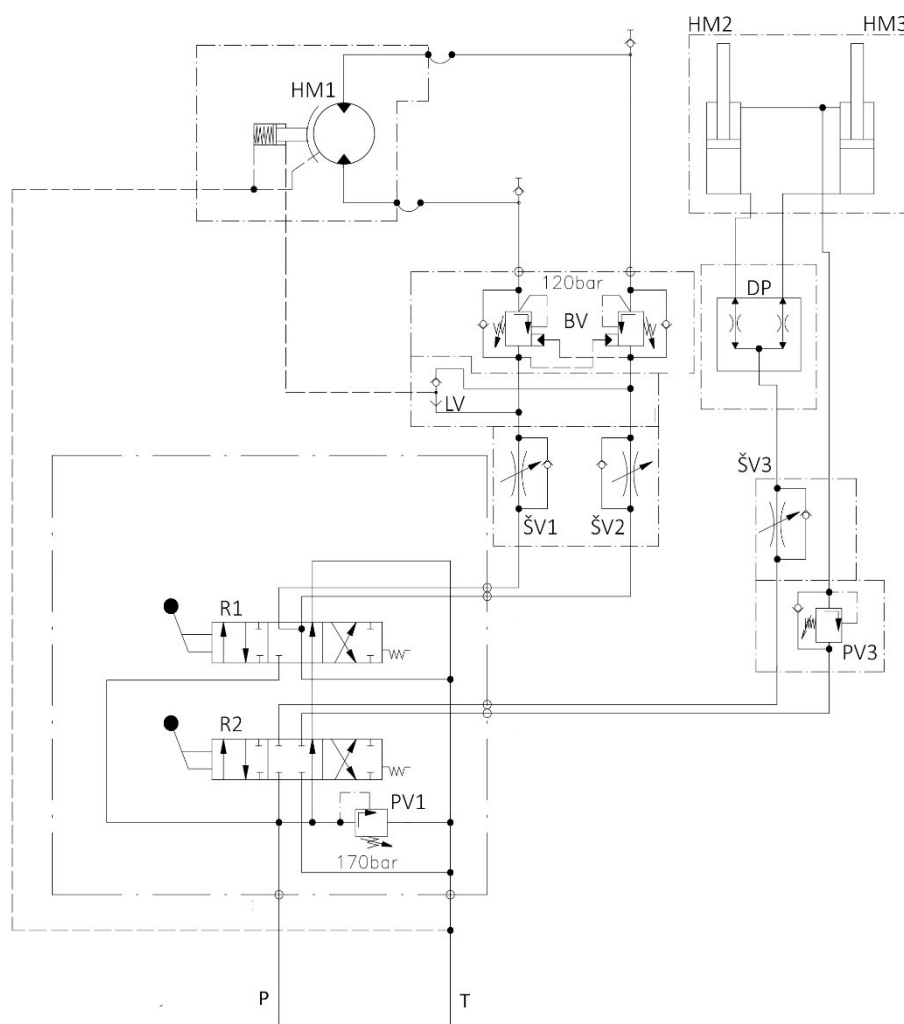
Dále v samotném obvodu navíječe je zapojen pojistný ventil PV2, který chrání obvod proti zvýšení tlaku nad nastavenou mez 17 MPa.

Samotný rotační hydromotor HM1 můžeme regulovat za pomoci škrticích ventilů ŠV1 a ŠV2. O odbrzdění, plynulý rozjezd a zpomalení se stará brzdný ventil BV, který je nastavený na tlak 12 MPa. Dále je tento rotační hydromotor sestaven z mechanické brzdy, která při přivedení průtoku za pomoci logického ventilu LV motor odbrzdí. Tlak pro odbrzdění činí 0,2 MPa.

Rychlost zdvihu přímočarých hydromotorů HM2 a HM3 můžeme řídit za pomoci škrticího ventilu ŠV3, který je zapojen v bloku s hydraulickým zámkem HZ a který zajistí stabilní polohu přímočarých hydromotorů HM2 a HM3.

Toto variantní řešení má nevýhodu v tom, že hrozí multiplikace tlaku z důvodu zapojení škrticího ventilu na výstupu.

2.2.2 Popis druhé varianty



Obr. 13 Schéma obvodu hydraulického navijáče (Varianta 2)

Na místo zapojení škrticího ventilu na výstup je tento prvek ŠV3 zapojen na vstup a místo hydraulického zámku je použit pojistný ventil PV3 s obtokem. Ostatní zapojení zůstává stejné jako v první variantě.

Z tohoto důvodu jsem zvolil druhou variantu, kde nevýhoda první varianty je odstraněna.

2.2.3 Popis při spuštění navíjení gumového pásu

K zajištění navíjení gumového pásu na navíjecí buben, musíme rozváděč R1 přesunout do první polohy, tím dojde k otevření průtoku přes jednosměrný ventil, který je paralelně zapojen v pojistném ventilu, dále přes jednosměrný ventil, který je paralelně zapojen v brzděném ventilu BV a průtok je přiveden na vstup do rotačního hydromotoru. Zároveň musí průtok projít přes logický ventil LV, aby došlo k odbrzdění rotačního hydromotoru za pomoci mechanické brzdy. Průtok z výstupu hydromotoru proudí přes brzdový ventil BV, dále přes jednosměrný ventil zapojený paralelně ve škrtkovém ventilu ŠV2 zpět do nádrže, kde je olej ochlazen za pomoci chladiče a zbaven případných mikro-nečistot ve filtrační jednotce.

2.2.4 Popis při zvedání konzole pro zvětšení prostoru na návin

Aby byl zahájen zdvih obou přímočarých hydromotorů, je zapotřebí přestavit šoupátkový rozváděč R2 do první polohy, dojde k průtoku přes škrtkový ventil ŠV3 a k regulaci rychlosti vysunutí přímočarých hydromotorů. Dále se průtok rozdělí v šoupátkovém děliči průtoku, který zajistí rovnoměrné rozdělení průtoku do obou hydromotorů. Do doby, než vrátíme rozváděč do střední polohy, průtok se bude vracet zpátky do nádrže.

3 VÝPOČET HYDRAULICKÉHO OBVODU

V této kapitole budou základní výpočty k návrhu všech potřebných komponentů, které budou plnit bezpečný chod celého mechanismu.

3.1 PÁSOVÉ DOPRAVNÍKY

Jelikož hlavním předmětem navíjení bude gumotextilní pásový potah, je na místě se o této problematice alespoň zmínit.

3.1.1 Účel použití a stručná charakteristika pásových dopravníků

Pásové dopravníky se v hlubinných dolech nejčastěji používají v úsekové dopravě užitkového nerostu mezi pracovišti v jednotlivých spojích a sýpkami na těžních patrech. Kromě dopravy užitkového nerostu se pásové dopravníky používají v dole i pro odtěžení kamene z ražení přípravných důlních děl, pro dopravu základkového i ostatního materiálu do jednotlivých pracovišť, ale i pro dopravu lidí na pracoviště a zpět. [6]

Dopravním elementem pásového dopravníku je nekonečný, nejčastěji pryžový nebo z umělých hmot vyrobený pás, pohybující se na válečcích, které jsou součástí nosné konstrukce, nesoucí všechny strojní části potřebné pro chod pasu. Jednotlivé typy pásových dopravníků lze charakterizovat podle jejich technické úrovně a podle provedení těchto základních prvků:

- Poháněcí stanice
- Vratná stanice
- Trať s nosnými válečky
- Dopravní pás a ostatní vybavení

Poháněcí stanice je charakterizována výkonem, způsobem přenosu obvodové síly, uzpůsobením konstrukce a vybavení v různých důlních podmínkách a prostředích z hlediska bezpečnosti provozu, svými rozměry, způsobem ovládaní, apod.

U vratné stanice je důležitý způsob kotvení. Trať s nosnými válečky je charakterizována především provedením z hlediska tuhosti konstrukce a její životnosti, možnosti podepřít nebo zavěsit konstrukce, počtem válečků horní a dolní stolice, úklonem těchto válečků a způsobem jejich uložení na konstrukci, způsobem vedení pásu, aby se zabránilo přepadávání materiálu i vybočování pásu ze směru apod. [6]

U dopravního pásu je důležité, z jakého materiálu je zhotoven, jaké má vlastnosti z hlediska provozních a bezpečnostních podmínek, jakou má maximální pevnost a přilnavost k hnacímu bubnu, jakou má vlastní hmotnost, jaké způsoby spojování umožňuje při montáži nebo přetržení v provozu apod.

Ostatní vybavení je charakterizováno způsobem zajištění bezpečnosti provozu zejména při dopravě na úklonu nebo při havárii, možnostmi automatizace provozu, možnostmi předávání materiálu na další dopravník nebo jiné dopravní zařízení, způsobem zamezení prašnosti apod. [6]

3.1.2 Volba typu pásových dopravníků

Volba typu pásových dopravníků závisí především na podmínkách důlního provozu. Na rozdíl od povrchových provozů je nutno v hlubinných dolech přihlížet především k prostorovému omezení a k rozdílnosti prostředí.

Prostorové omezení se projevuje v dole ještě omezením přímých délek, což má právě u pásových dopravníků negativní vliv. Následkem toho je možno v dole vystačit s délkami souprav do 500 m, délky nad 500 m se vyskytují jen v hlavní dopravě, a to v omezené míře. Rozdílnost v prostředí záleží v tom, že např. na plynujících dolech je nutno z bezpečnostního hlediska rozlišovat prostory bez nebezpečí výbuchu metanu, s nebezpečím výbuchu a se zvýšeným nebezpečím výbuchu metanu. [5] [6]

Obecně závisí volba typu pásových dopravníků na:

- Velikosti toku materiálu
- Kusovitosti dopravovaného těživa
- Způsobu vedení důlních děl pro dopravu
- Úklonu důlních děl pro dopravu
- Požadavcích bezpečnosti provozu
- Životnost dopravních cest
- Pořizovací a provozní náklady

Velikost toku materiálu má vliv především na šířku a dopravní rychlost pásu, dále pak na výkon poháněcí stanice. U velikosti toku materiálu je nutno znát jeho průběh během těžební směny, aby dopravní výkonnost pásového dopravníku zvoleného typu odpovídala všem výkyvům v těžbě. [6]

Velmi pečlivě je nutno zvážit požadavky na velikost výsledného toku materiálu při vyústění dvou nebo více samostatných toků na sběrný dopravník. Kusovitost dopravovaného těživa má vliv především na šířku pásu a pak i na dopravní rychlost.

Například při dopravě kusů o hraně 300 mm a větší, má být minimální šířka pásu 1 000 mm. Větší kusovitost dopravovaného těživa má vliv na dopravní rychlost. [6]

I když se obecně udává maximální rychlost dopravy kusového těživa $5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, v dole se nedoporučuje volit větší rychlost než $3,5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. Při úklonech v mezních hodnotách se při volbě typu musí přihlídnout ke korytkovosti pásu, k zrnitosti materiálu, k rovnoměrnému rozvrstvení materiálu na páse, k rovnoměrnému zatížení dopravníku, k četnosti přestávek v provozu dopravníku, ke konstrukci přesypů a k dopravní rychlosti pásu.

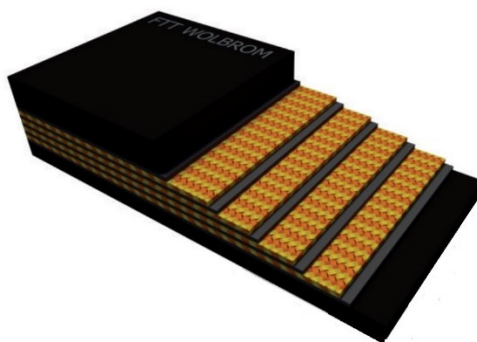
Dopravní pás je při větší délce pásového dopravníku jeho nejdražší součástí. Proto je nutno volbě typu dopravního pásu a zejména jeho šířce v souvislosti s dopravní rychlostí věnovat náležitou pozornost. U dopravního pásu se kromě velké pevnosti vyžaduje dobrá pružnost, malá průtažnost, vysoká odolnost proti ohybu a odolnost vlivům prostředí.

Dopravní pás se skládá z textilní kostry (bavlna nebo umělá vlákna) a z krycích vrstev ze směsi pryže a syntetické gumy. Přidáním neoprenu, hypolonu a podobných látek získáme pás PVC, který je nehořlavý. Pásky se vyrábějí se standartním provedením krycích vrstev v tloušťce 2+2 mm. Šířky pásu jsou normalizovány, pro úsekovou a hlavní dopravu v hlubinných dolech se používají šířky 650, 800, 1000, 1200 mm. [5] [6] [11]

3.2 DOPRAVNÍ PÁS

Jelikož mechanismus je určený do důlního průmyslu, kde hrozí určitá nebezpečí, např. riziko požáru, musíme těmto rizikům předcházet vhodným výběrem dopravního pásu.

Výrobce FTT WOLBROM se specializuje na dopravní pásy, které jsou určeny pro dopravu sypkých materiálů v důlní těžbě – uhlí. Tyto pásové potahy sestávají z polyesterovo-polyamidovo-textilních (EP) nebo polyamidovo-polyamidových (PP) vložek spojených těžko hořlavou jádrovou gumou a těžko hořlavých gumových krycích vrstev. [11]



Obr. 14 Gumotextilní pásový potah [11]

Vlastnosti použitých gumových směsí umožňují splnění přísných podmínek a požadavků pro pásové potahy GTP v rozsahu elektricko-požární bezpečnosti.

Těžko hořlavé pásové potahy GTP mají schválení Vyššího báňského úřadu k používání v podzemních provozech důlních závodů. [11]

Požadavky na dopravní pás

- Celková délka navíjeného potahu nesmí přesáhnout 100 m
- Celkový prostor pro návin 2 m
- Maximální šíře potahu je 1,2 m
- Maximální váha potahu nesmí přesáhnout 2 000 kg

Výběr dopravního pásu

Výrobce pásu FTT WOLBROM nabízí široké spektrum rozměrů pásu, které se pohybují od 0,6 do 2,5 m. Z požadavku tedy vyplývá, že maximální dovolená šířka pásu, kterou výrobce nabízí je 1 m.

Volím pás s označením 1000/3, který má následující parametry

- Šířka pásu 1 m
- Přibližná hmotnost jádra $m_1 = 8,2 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2}$
- Celková tloušťka se skládá ze tří vrstev, tj. tloušťka nosné vrstvy S_1 , které činí 2 mm, dále tloušťka vrchní vrstvy S_2 , která je 2 mm a nakonec tloušťka jádra pásu S_3 , která činí 6 mm. Tedy celková tloušťka pásu je 10 mm.

Výpočet hmotnosti pásu

Hmotnost pásu se vypočte z následujícího vzorce, který udává výrobce FIT WOLBROM

$$M = m_1 + 1,41 \cdot (S_1 + S_2) \quad [11] \quad (3.1)$$

Kde *hmotnost jádra* $m_1 = 8,2 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2}$

tloušťka nosné vrstvy pásu $S_1 = 2 \text{ mm}$

tloušťka vrchní vrstvy pásu $S_2 = 2 \text{ mm}$

Po dosazení:

$$M = 8,2 + 1,41 \cdot (2 + 2) = 13,84 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2}$$

Výpočet hmotnosti pásu na délce 100 m

$$M_{100} = M \cdot l \quad (3.2)$$

Kde *hmotnost pásu* $M = 13,84 \text{ kg}$

délka pásu $L = 100 \text{ m}$

Po dosazení:

$$M_{100} = 13,84 \cdot 100 = 1\,384 \text{ kg}$$

Tento pás vyhovuje požadavkům a můžeme jej tedy použít pro bezproblémové navíjení.

Výpočet celkové tloušťky návínu

Viz. Seznam příloh.

Při volbě pásu 1000/3 o délce 100 m je tloušťka návínu 1,1 m včetně bubnu. Podmínka je tedy splněna.

3.3 NÁVRH PŘÍMOČARÉHO HYDROMOTORU

V hydraulickém navíječi budou použity dva přímočaré hydromotory, aby zvětšily celkový prostor pro návín pásu na 2 m. Vypočítal jsem, že pás od výrobce FIT WOLBROM s označením 1000/3 splňuje všechny požadavky a navíc se pás o daných rozměrech velmi často využívá v této průmyslové oblasti. Proto vypočtené parametry pásu budou použity při návrhu přímočarého hydromotoru.

Požadavky na přímočarý hydromotor

- Zdvih hydromotoru 0,5 m
- Doba zdvihu $t_{\max} = 5$ s

Přímočaré hydromotory budou překonávat tíhu samotného návínu pásu a navíc i část samotné konstrukce hydraulického navíječe – navíjecího bubnu, který činí 250 kg.

Z těchto požadavků volím hydromotor 40/28 – 500 od firmy Hydraulics

K pohonu celého hydraulického navíječe je použit hydraulický agregát, ve kterém je zapojený pojistný ventil, který brání poškození systému v důsledku překročení tlaku v obvodu a je nastaven na hodnotu 17 MPa.

Výpočet tlakového spádu přímočarého hydromotoru

$$\Delta p = \frac{F}{S_{\min}} \quad [9] \quad (3.3)$$

Kde celková zatěžující síla, kterou musí hydromotory překonat F [N]

plocha mezikruží hydromotoru S_{\min} [m²]

Z rovnice je potřeba vypočítat celkovou zatěžující sílu na jeden hydromotor a nejmenší plochu přímočarého hydromotoru

Výpočet zatěžující síly na jeden přímočarý hydromotor

$$F = \frac{(m_{\text{pás}} + m_{\text{buben}}) \cdot g}{2} \quad (3.4)$$

Kde hmotnost pásu $m_{\text{pás}} = 1\,384$ kg

hmotnost bubnu $m_{\text{buben}} = 250$ kg

gravitační zrychlení $g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$

po dosazení:

$$F = \frac{(1384 + 250) \cdot 9,81}{2} = 8\,014,8 \text{ N}$$

Plocha mezikruží přímočarého hydromotoru

$$S_{min} = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} \quad [9] \quad (3.5)$$

Kde průměr pístu $D_2 = 0,04 \text{ m}$

průměr pístnice $d_2 = 0,028 \text{ m}$

Po dosazení:

$$S_{min} = \frac{\pi \cdot (0,04^2 - 0,028^2)}{4} = 6,4 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

Po dosazení do rovnice 3.3 se určí tlakový spád přímočarého hydromotoru

$$\Delta p = \frac{8 \, 014,8}{6,4 \cdot 10^{-4}} = 12 \, 523 \, 125 \text{ Pa} = 12,5 \text{ MPa}$$

Výpočet potřebné rychlosti zdvihu hydromotoru

Jak bylo popsáno výše, požadavek trvání celého zdvihu je minimálně 5 sekund. Z této hodnoty budeme vycházet.

$$v = \frac{L}{t_{max}} \quad [9] \quad (3.6)$$

Kde zdvih přímočarého hydromotoru $L = 0,5 \text{ m}$

požadovaný čas zdvihu $t_{max} = 5 \text{ s}$

po dosazení:

$$v = \frac{0,5}{5} = 0,1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Výpočet potřebného průtoku

Aby byla splněna rychlost zdvihu, musíme dodat potřebné množství průtoku kapaliny.

$$Q = S_1 \cdot v = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot v \quad [9] \quad (3.7)$$

Kde plocha pístu $S_1 \text{ [m}^2\text{]}$

průměr pístu $D_2 = 0,04 \text{ m}$

rychlost zdvihu $v = 0,1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

po dosazení:

$$Q_1 = \frac{\pi \cdot 0,04^2}{4} \cdot 0,1 = 1,25 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 7,54 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$$

Uvedený průtok je pouze pro jeden přímočarý hydromotor. V hydraulickém navíječi budou použity dva přímočaré hydromotory, tzn. že potřebný průtok bude dvojnásobný. O rozdělení průtoku se postará šoupátkový dělič průtoku.

$$Q_2 = Q_1 \cdot 2 = 1,25 \cdot 10^{-4} \cdot 2 = 2,5 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 15,08 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} \quad (3.8)$$

3.4 POMOCNÝ OKRUH LOKOMOTIVY

Závěsná důlní lokomotiva se skládá z hydraulického agregátu, kde jako hlavní okruh je využíván pro samotný pojezd lokomotivy a dále pak pomocný okruh pro napájení přídavných hydraulických zařízení, v našem případě hydraulického navíječe.

V pomocném okruhu lokomotivy je zvolen zubový hydrogenerátor o maximálním průtoku $30 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ při jmenovitých otáčkách spalovacího motoru. Tato kapitola se bude pouze zabývat kontrolou daného hydrogenerátoru.

Kontrola hydrogenerátoru pro důlní lokomotivu

$$V_g = \frac{Q}{n_{sm}} \cdot \frac{1}{\eta_q} \quad [9] \quad (3.9)$$

Kde průtok hydrogenerátoru $Q = 5 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$

Jmenovité otáčky spalovacího motoru $n_{sm} = 1\,500 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$

objemová účinnost hydrogenerátoru $\eta_q = 0,9$

Po dosazení

$$V_g = \frac{5 \cdot 10^{-4}}{\frac{1\,500}{60}} \cdot \frac{1}{0,9} = 2,22 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 = 22,2 \text{ cm}^3$$

Z katalogu výrobce hydrogenerátorů vychází hodnota $22,5 \text{ cm}^3$. Tato hodnota odpovídá použitému hydrogenerátoru v pomocném okruhu. [13]

Je použit hydrogenerátor s konstantním průtokem, proto musí být zvolen rozváděč, který bude mít otevřenou střední polohu, jinak by docházelo k velkému maření energie, to by se projevilo zahřátím kapaliny a zhoršení celkových vlastností mechanismu.

Zubový hydrogenerátor má tyto výhody:

- vhodný pro vysoké rychlosti,
- vhodný pro vysoké tlaky,
- plynulý průtok a přesné dávkování,
- málo namáhaných částí,
- možnost přizpůsobení konstrukce různým produktům,
- necitlivý na nečistoty v kapalině.

3.5 NÁVRH ROTAČNÍHO HYDROMOTORU

Rotační hydromotor bude v tomto obvodu sloužit k samotnému pohonu navíjecího bubnu. Spojení navíjecího bubnu s rotačním hydromotorem bude spojený pomocí řetězového převodu.

Zjišťoval jsem typy rotačních hydromotorů, které se v této průmyslové oblasti používají. Na základě tohoto zjištění volím orbitální rotační hydromotor. Tyto orbitální rotační hydromotory se používají nejen u hydraulických navíječů v důlním průmyslu, ale také často u mostových jeřábů k pohonu kočky.

Požadavky:

- Největší průměr na cívce 2 m
- Požadovaná tažná síla 1 500 Kg

Výpočet potřebné tažné síly

$$F_T = m \cdot g \cdot \phi \quad [9] \tag{3.11}$$

Kde *hmotnost pásu* $m = 1384 \text{ kg}$

součinitel tření pásu a zeminy $\phi = 0,45 \quad [17]$

po dosazení:

$$F_T = 1\,384 \cdot 9,81 \cdot 0,45 = 6109,7 \text{ N}$$

Na základě požadavku volím hydromotor od firmy HAUMEA, který nese označení GWS 100. Tento hydromotor je spojený s převodovkou. Hydromotor má tyto parametry:

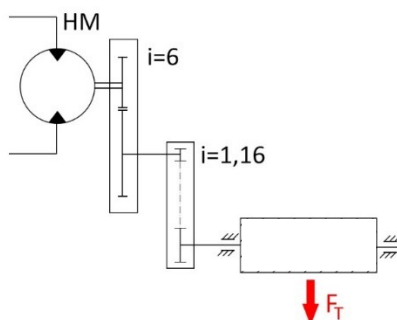
- Převodové číslo $i = 6$
- Krouticí moment 210 Nm
- Tlakový spád hydromotoru 16 MPa při $200 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$

Rotační hydromotor je spojený s navíjecím bubnem za pomoci řetězového převodu. Aby byla spojena podmínka minimální tažné síly, volím řetězový převod o těchto parametrech:

- Počet zubů hnacího řetězového kola $Z_1 = 14$
- Počet zubů hnaného řetězového kola $Z_2 = 12$

Výpočet řetězového převodového poměru

$$i_z = \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{14}{12} = 1,16 \quad [9] \quad (3.12)$$



Obr. 15 Schéma spojení rotačního hydromotoru s navíjecím bubnem

Výpočet krouticího momentu rotačního hydromotoru

$$M_{K_{celkové}} = M_{K_{HM}} \cdot i_P \cdot i_z \quad [9] \quad (3.13)$$

Kde $M_{K_{HM}}$ krouticí moment rotačního hydromotoru $M_{K_{HM}} = 210 \text{ Nm}$

převodový poměr hydromotoru $i_P = 6$

řetězový převodový poměr $i_z = 1,16$

Po dosazení:

$$M_{K_{celkové}} = 210 \cdot 6 \cdot 1,16 = 1\,461,6 \text{ Nm}$$

Výpočet tažné síly na nejmenším průměru návinu

Je potřeba poznamenat, že při začátku navíjení je tažná síla maximální a s narůstajícím návinem tato síla klesá.

$$F_{T_{max}} = \frac{M_{K_{celkové}}}{r} \quad [9] \quad (3.14)$$

Kde r poloměr navíjecího bubnu $r = 0,076 \text{ m}$

celkový krouticí moment z hydromotoru $M_{K_{celkové}} = 1\,461,6 \text{ Nm}$

Po dosazení:

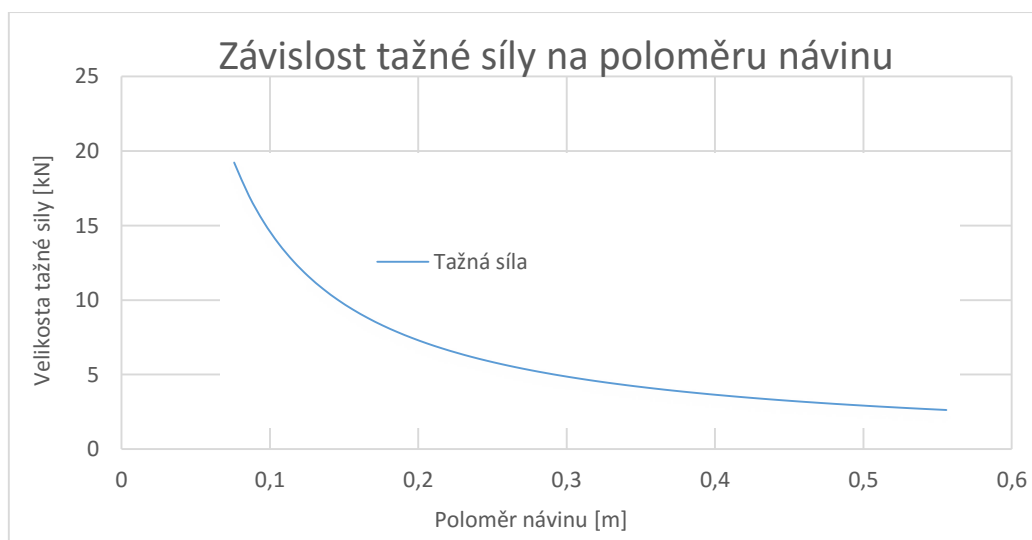
$$F_{T_{max}} = \frac{1\,461,6}{0,076} = 19\,231,6\,N$$

Tažná síla splňuje požadavek, navíc je zvýšena vzhledem k pasivním odporům a podmínkám využití zařízení.

Průběh tažné síly v závislosti na poloměru návinu

Průměr [mm]	Tažná síla [N]
152	19231,6
212	13788,7
272	10747,1
332	8804,8
392	7457,1
452	6467,3
512	5709,4
572	5110,5
632	4625,3
692	4224,3
752	3887,2
812	3600
872	3352,3
932	3136,5
992	2946,8
1052	2778,7
1132	2582,332

Tab. 1 Průběh tažné síly v závislosti na průměru návinu



Graf 1 Závislost tažné síly na poloměru návinu

3.6 VÝPOČET OTÁČEK NAVÍJECÍHO BUBNU

Požadavky:

- Rychlost navíjení minimálně $0,25 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

Na základě požadavků zákazníka je potřeba vypočítat otáčky navíjecího bubnu, které budou důležité pro určení rychlosti navíjení pásového potahu.

$$n_B = \frac{n_{HM}}{i_p \cdot i_z} \quad [9] \quad (3.15)$$

Kde *jmenovité otáčky rotačního hydromotoru* $n_{HM} = 200 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$

převodový poměr hydromotoru $i_p = 6$

řetězový převodový poměr $i_z = 1,16$

Po dosazení:

$$n_B = \frac{200}{6 \cdot 1,16} = 28,73 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$$

3.7 VÝPOČET RYCHLOSTI NAVÍJENÍ

$$v_N = \pi \cdot D \cdot n \quad [9] \quad (3.16)$$

Kde *průměr navíjecího bubnu* $D = 0,152 \text{ m}$

Otáčky navíjecího bubnu $n_B = 28,73 \text{ ot min}^{-1}$

Po dosazení:

$$v_N = \pi \cdot 0,152 \cdot 28,73 = 13,7 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1} = 0,3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Na základě požadavků zákazníka o rychlosti navíjení pásového potahu za použití výše zmíněných převodových poměru byla podmínka splněna.

3.8 NÁVRH A VÝPOČET POTRUBÍ

Jelikož jsme v oblasti mobilní hydrauliky, tato kapitola bude obsahovat návrh pružného vedení.



Obr. 16 Hydraulické hadice

S návrhem potrubí souvisí výběr vhodné kapaliny. Z důvodu hornického průmyslu, kde je vysoké riziko požáru, volím těžce-zápalnou kapalinu s označením HFC 46 A od výrobce Mobil hydrofluid s těmito parametry [18]:

- Hustota kapaliny $1\,076\text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$
- Kinematická viskozita při 40 °C $45,8\text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$
- Bod vzplanutí 270 °C

Kontrola průměru sacího potrubí

Volím sací rychlost $v_{\text{sací}} = 1,2\text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

$$D_{\text{sací}} = \sqrt{\frac{Q \cdot 4}{\pi \cdot v_{\text{sací}}}} \quad [10] \quad (3.17)$$

Kde průtok hydrogenerátoru $Q = 5 \cdot 10^{-4}\text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$

rychlost v sací větvi $v_{\text{sací}} = 1,2\text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

Po dosazení:

$$D_{\text{sací}} = \sqrt{\frac{5 \cdot 10^{-4} \cdot 4}{\pi \cdot 1,2}} = 0,023\text{ m} = 23\text{ mm} \quad (3.18)$$

Dle katalogu od firmy HABERKORN volím průměr hadice 25 mm [19]

Výpočet průměru tlakového potrubí

Volím rychlost v tlakové větvi $v_{výtl} = 5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

$$D_{výtl} = \sqrt{\frac{Q \cdot 4}{\pi \cdot v_{výtl}}} \quad [10] \quad (3.19)$$

Kde průtok hydrogenerátoru $Q = 5 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$

rychlost v tlakové větvi $v_{výtl} = 5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

Po dosazení:

$$D_{výtl} = \sqrt{\frac{5 \cdot 10^{-4} \cdot 4}{\pi \cdot 5}} = 0,011 \text{ m} = 11 \text{ mm}$$

Dle katalogu od firmy HABERKORN volím průměr hadice 12 mm [19]

Výpočet Reynoldsova čísla

$$Re = \frac{v_{výtl} \cdot D_{výtl}}{\nu} \quad [10] \quad (3.20)$$

Kde rychlost v tlakové větvi $v_{výtl} = 5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

průměr hadice v tlakové větvi $d_{výtl} = 0,012 \text{ m}$

kinematická viskozita kapaliny $\nu = 4,58 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ [18]

Po dosazení:

$$Re = \frac{5 \cdot 0,012}{4,58 \cdot 10^{-5}} = 1\,310,1$$

Výpočet součinitele tření v tlakové větvi

$$\lambda = \frac{108}{Re} \quad [10] \quad (3.21)$$

Kde Reynoldsovo číslo $Re = 1\,310,1$

Po Dosazení:

$$\lambda = \frac{108}{1\,310,1} = 0,082$$

Výpočet tlakové ztráty v tlakové větvi

Při proudění tekutiny v potrubí dochází vlivem její viskozity ke ztrátám energie. Na rovných úsecích potrubních systémů jsou ztráty způsobené vnitřní drsností potrubí – tzv. třecí ztráty. Tato ztráta se poté projevuje v maření energie. Zkoumání a vyhodnocování těchto ztrát v potrubí je zásadní pro správný návrh jak samotného potrubního systému, tak hydrogenerátoru, který vhání do systému tekutinu určitou omezenou rychlostí a tlakem na který je dimenzováno. [10]

Požadavky:

- Tlaková ztráta v tlakové větvi nesmí překročit hodnotu 1,5 MPa
- Na základě tohoto požadavku volím maximální délka tlakového potrubí 15 m.

$$p_z = \lambda \cdot \frac{L}{d_1} \cdot \frac{v_{sac}^2}{2} \cdot \rho \quad [10] \quad (3.22)$$

Kde součinitel tření $\lambda = 0,082$

délka hadice v tlakové větvi $L = 15 \text{ m}$

průměr hadice v tlakové větvi $d_1 = 0,012 \text{ m}$

rychlost v tlakové větvi $v_{tlak} = 5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

hustota kapaliny při teplotě 40°C $\rho = 1\,076 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ [18]

Po dosazení:

$$p_{z2} = 0,082 \cdot \frac{15}{0,012} \cdot \frac{5^2}{2} \cdot 1\,076 = 1\,385\,963 \text{ Pa} = 1,39 \text{ MPa}$$

Výsledek tlakové ztráty v tlakové větvi splňuje požadavek zákazníka. Použitím takto dlouhého potrubí umožní snadnější manipulaci s mechanismem, neboť hydraulický navíječ nemusí být v tak blízkém kontaktu s důlní lokomotivou, popřípadě se samostatným hydraulickým agregátem.

4 POPIS HYDRAULICKÝCH KOMPONENTŮ

V této kapitole budou popsány použité prvky v hydraulickém obvodu navíječe.

4.1 ROTAČNÍ ORBITÁLNÍ HYDROMOTOR

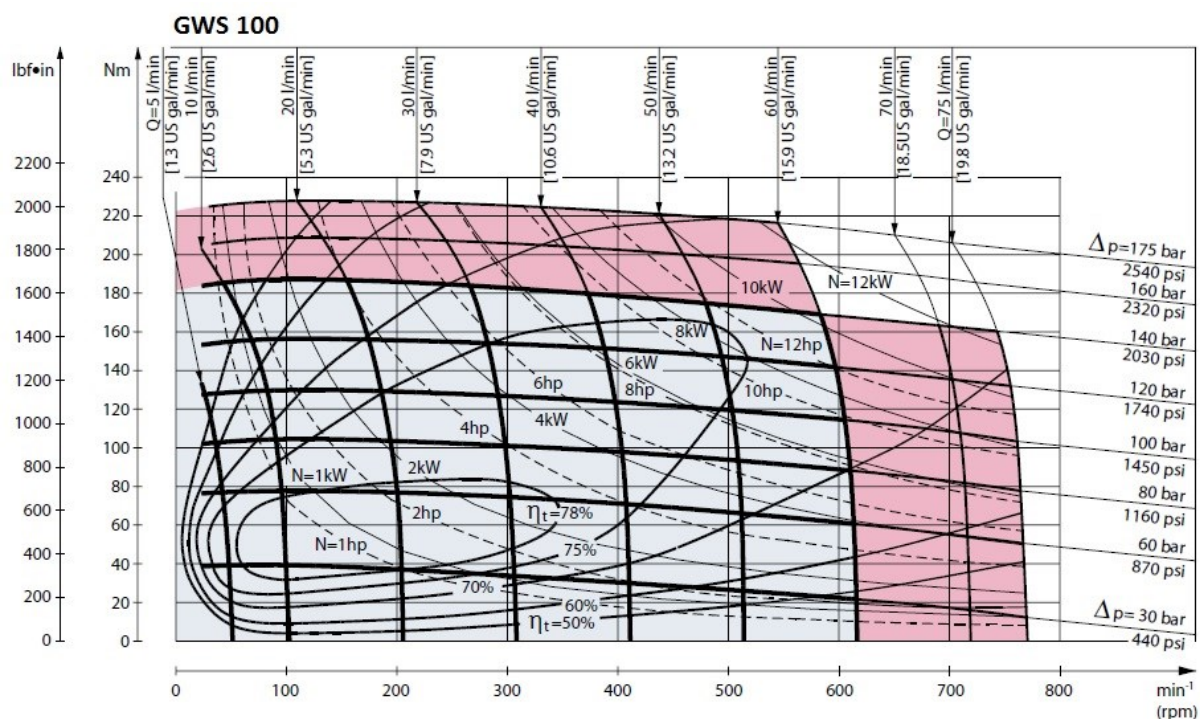
Popis funkce

Funkční princip a činnost motoru spočívá v konstrukci s vnitřním ozubením, stávající ze statoru a rotoru, čímž jsou přenášeny výstupní kroutící moment a rychlost. Řídící ventil je synchronizován rotorem poháněným přes kloubový hřídel, který dosahuje precizního naplnění a vyprázdnění každé komory motoru. Tento typ motorů je vhodný pro dlouhotrvající provoz, často využívaný u dopravníků, textilních strojů, obráběcích strojů, míchacích strojů. [7]

Úloha komponentu v obvodu

Použit je orbitální hydromotor GWS100, od firmy HAUMEA. Hydromotor je spojený s navíjecím bubnem za pomoci řetězového převodu. Samotný orbitální hydromotor má v sobě již zakomponovanou převodovku s převodovým číslem $i=6$.

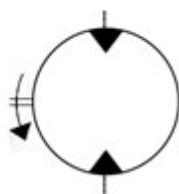
Technická data použitého hydromotoru



Tab. 2 Charakteristika hydromotoru GWS 100

Označení komponentu	GWS 100
Geometrický objem	100 [cm ³]
Maximální počet otáček	770 [ot · min ⁻¹]
Maximální průtok při 770 otáčkách	60 [dm ³ · min ⁻¹]
Tlakový spád	16 [MPa]
Krouticí moment	210 [Nm]
Převodový poměr	6 [1]

Tab. 3 Technická data hydromotoru



Obr. 15 Schématická značka obousměrného hydromotoru

4.2 PŘÍMOČARÝ HYDROMOTOR

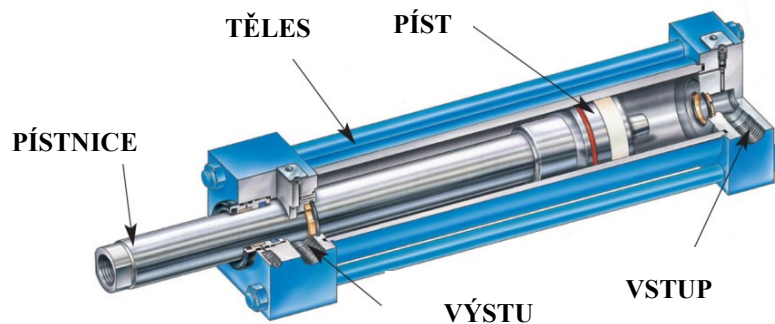
Popis funkce

Jedná se o komponent, který přeměňuje tlakovou energii kapaliny na mechanickou práci. Lineární hydromotor v řetězci návaznosti zajišťuje propojení mezi hydraulickým obvodem a pracovním mechanismem. Předání síly při přímočarém pohybu je hlavním úkolem hydraulického válce z funkčního hlediska. [7]

Je-li od pracovního mechanismu požadován pohon s přímočarým pohybem, potom lze u této komponenty uvést následující přednosti:

- Převodník na lineární pohyb z rotační jednotky vždy zhoršuje celkovou účinnost
- Přímočarý hydromotor může mít po celou dobu zdvihu konstantní maximální sílu, která je omezena pojistným ventilem
- Pracovní rychlost je přímo úměrná průtoku, může být po celou dobu zdvihu konstantní
- Je možné použít pro síly působící v obou směrech (tlak, tah)
- Lze je přesně dimenzovat a jejich rozměry vztaženy na jednotkový výkon jsou malé.

[7]



Obr. 17 Přímočarý hydromotor

Rozlišuje mnoho konstrukčních typů přímočarých hydromotorů, jako jsou

- Hydraulické válce jednočinné, dvojčinné a diferenciální
- Hydraulický válec s oboustrannou pístnicí
- Hydraulický válec tandemový
- Teleskopický hydraulický válec (jednočinný nebo dvojčinný)

Úloha komponentu v obvodu

V hydraulickém obvodu jsou použity dva přímočaré hydromotory, které slouží ke zvětšení celkového prostoru pro návin pásu, pokud je potřeba.



Obr. 18 Schématická značka přímočarého dvojčinného hydromotoru

Technická data přímočarého hydromotoru

Průměr pístu	0,04 [m]
Průměr pístnice	0,028 [m]
Zdvih	0,5 [m]
Jmenovitý tlak	25 [MPa]
Maximální zdvihová rychlost	0,5 [m·s ⁻¹]

Tab. 4 Technická data přímočarého hydromotoru

4.3 ZUBOVÝ HYDROGENERÁTOR

Popis funkce

Zubový hydrogenerátor s vnějším ozubením je ideální pro aplikace vyžadující nízké průtoky a vysoké tlaky a to při otáčkách standardních 4-pólových elektropohonů. Konkrétně se velmi hodí na čerpání olejů. Viskózní látky totiž zcela zaplní prostor v hydrogenerátoru a zmenšují nebo odstraňují vnitřní tření. Výsledkem je velmi přesné dávkování.

Zubový hydrogenerátor s vnějším ozubením fungují na principu dvou navzájem identických rotujících ozubených kol, jejichž ozubení na sací straně vychází ze společného záběru a proti stěnám pouzdra hydrogenerátoru vytváří prázdné kapsy. S využitím atmosferického tlaku dochází k jejich plnění médiem. V těchto kapsách dochází k transportu čerpaného média od sací části, okolo vnějšího obvodu komory, až do výtlačku hydrogenerátoru a poté se ozubená kola dostávají opět do vzájemného záběru a generují tak potřebný tlak.

Ozubená kola jsou uložena na obou stranách hřídele v ložiscích a díky tomu jsou tyto hydrogenerátory schopné vyvinout velmi vysoké tlaky (až 20 MPa) při otáčkách pohonu obvykle 1500 až 3500 otáček za minutu. Aby nedocházelo k „přelévání“ kapaliny mezi zuby, je nutné při výrobě dodržet velmi malé výrobní tolerance. Čím větší tlaky mají být generovány, tím přesněji musí být hydrogenerátor vyroben. Díky tomu naopak nejsou vhodná pro abrazivní nebo vysokoteplotní produkty. [12]

Úloha komponentu v obvodu

Použit je hydrogenerátor AZPG-22, od firmy Bosch Rexroth. Slouží k dodávání potřebného množství kapaliny pro celý hydraulický obvod.

Technická data hydrogenerátoru

Označení komponentu:	AZPG-22-022RCB20MB
Geometrický objem:	22,5 [cm ³]
Maximální počet otáček:	3 000 [ot · min ⁻¹]
Maximální průtok při 1 500 otáčkách:	30 [dm ³ · min ⁻¹]
Maximální tlakový spád:	25 [MPa]

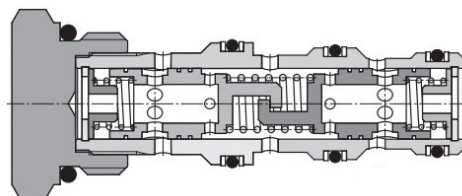
Tab. 5 Technická data hydrogenerátoru

4.4 DĚLIČ PRŮTOKU

Popis funkce

Děliče průtoku slouží v hydraulických obvodech k zajištění stejné rychlosti pohybu komponentů, velmi často přímočarých hydromotorů. Děliče průtoku se dělí dle konstrukce na zubové a šoupátkové. Obě tyto konstrukce vykazují určitou chybu dělení. Šoupátkové děliče se používají převážně v aplikacích, kde spotřebiče mají mezi sebou mechanickou vazbu, která zamezí přednostnímu pohybu spotřebiče s nižším zatížením.

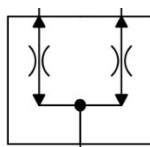
Zubové děliče je možno použít i pro aplikace bez mechanické vazby. Vliv viskozity tlakového média na přesnost dělení je zanedbatelná. [8]



Obr. 19 Dělič průtoku [14]

Samočinný řízený spotřebič, který zcela nezávisle na rozdílech tlaku na pracovních výstupech A a B dělí do kanálu C vystupující proud Q_C na dva stejně velké výstupní proudy Q_A a Q_B , nebo v protisměru zadrží dílčí dva proudy Q_A a Q_B a spojí do celkového proudu Q_C . V ocelovém tělese jsou posuvně uspořádány dva kalené a broušené, navzájem spojené regulační písty, které jsou centrovány ve střední poloze pružinami. Za sebou spojená škrťací vrtání vytváří mezi vstupem a dvěma výstupy škrťací místa s konstantními a proměnnými průřezy. Při určitém průtoku vzniknou na těchto škrťacích místech tlakové spády, které unášejí písty do regulační polohy a také kontinuálně vyrovnávají určité eventuální změny tlaku mezi oběma výstupy na základě rozdílů zatížení na připojených spotřebičích.

Tím vznikají mezi oběma výstupy a vstupem stejně velké celkové tlakové spády, což pak také dává dle fyzikální závislosti mezi průtokovou ztrátou a průtokem dva stejně velké dílčí průtoky. Případné nerovnoměrnosti chodu se vyrovnávají u hydromotorů vždy v koncové poloze zdvihu. U stejně velkých hydraulických spotřebičů vzniká jistá nerovnoměrnost chodu, jak od vnitřních propustností spotřebičů, tak od již zmíněných přímočarých hydromotorů. Dále pak objemové elasticity zařízení. Zde se řadí stlačitelnost oleje a ohebnost hadic. Přesnost dělení není konstantní hodnota, je závislá na provozních parametrech a může se měnit během průběhu pracovního cyklu, například poměru zatížení. [8]



Obr. 20 Schématická značka děliče průtoku

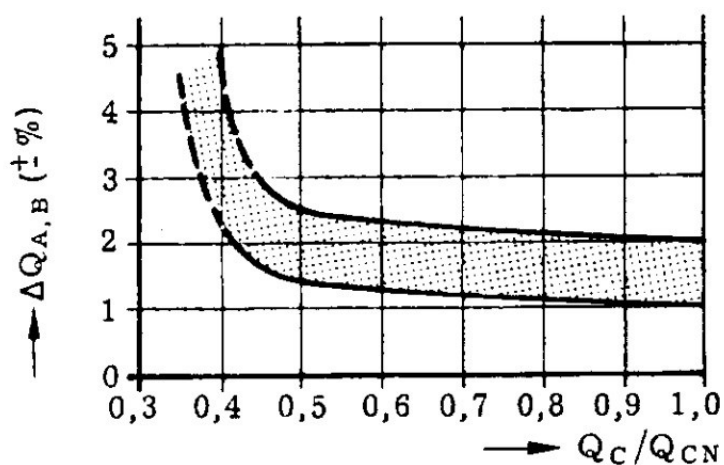
Úloha komponentu v obvodu

Dělič průtoku slouží k rozdělení průtoku do dvou přímočarých hydromotorů.

Technická data děliče průtoku

Označení komponentu	DFL 25-40
Maximální přípustný tlak	25 [MPa]
Maximální přípustný průtok	40 [dm ³ · min ⁻¹]
Závit na větvi P	G 1/2 "
Závit na větvích A a B	G 3/8"

Tab. 6 Technická data děliče průtoku



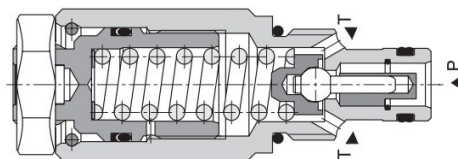
Obr. 21 - Chyba dělení děliče průtoku

4.5 POJISTNÝ TLAKOVÝ VENTIL

Popis funkce

Pojistné ventily omezují tlak v systému na určitou předepsanou hodnotu. Zapojují se sériově, častěji ovšem paralelně k danému místu a při zvýšení tlaku nad nastavenou mez přepouštějí kapalinu zpětným vedením do nádrže. Tím zabraňují dalšímu nárůstu tlaku. Plní tedy v obvodu především bezpečnostní funkci. Aby ventil zachytil a eliminoval i tlakové špičky a rázy

v systému, musí mít rychlou reakci. Průtokem kapaliny přes pojistný ventil dochází k intenzivní přeměně tlakové energie v teplo, proto má být ventil ve funkci jen nezbytně nutnou dobu. [8]



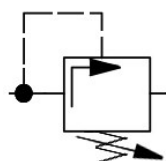
Obr. 22 Pojistný ventil [14]

V obvodu je použit přímo řízený pojistný ventil, proto si rozepíšeme jeho princip funkce. Základní princip všech pojistných ventilů spočívá v tom, že tlak vstupní větve se přivádí na plochu, jejíž hodnota je známá, přičemž je tato plocha zatížena. [8]

Tlak ze vstupní větve působí na kuželku a zatěžuje je hydraulickou silou. Síla předepnuté pružiny působí ve směru uzavření ventilu. Prostor s pružinou je tlakově odlehčen do odpadní větve. Pokud má síla, vyvozená pružinou, větší hodnotu než síla vyvozená tlakem, zůstává uzavírací element v sedle. V případě, že hodnota síly vyvozená tlakem překročí hodnotu síly vyvozenou pružinou, přesune se uzavírací element proti pružině a ventil otevře. Přebytečná kapalina odchází do odpadní větve. [8]

Úloha komponentu v obvodu

Slouží k ochraně hydraulického obvodu, při překročení dovoleného tlaku. Pojistný ventil je nastaven na pojistný tlak 170 bar. Dále slouží k držení polohy dvou přímočarých HM, při nečinnosti hydraulického navíječe.

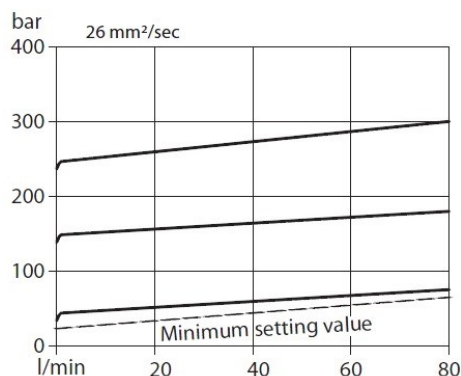


Obr. 23 Schématická značka pojistného ventilu

Technická data pojistného tlakového ventilu

Označení komponentu	VSB06/EN-2-00
Nastavený maximální tlak:	17 [MPa]
Maximální průtok:	80 [dm ³ · min ⁻¹]

Tab. 7 Technická data pojistného ventilu



Obr. 24 p-Q charakteristika pojistného ventilu

4.6 ŠOUPATKOVÝ ROZVÁDĚČ

Popis funkce

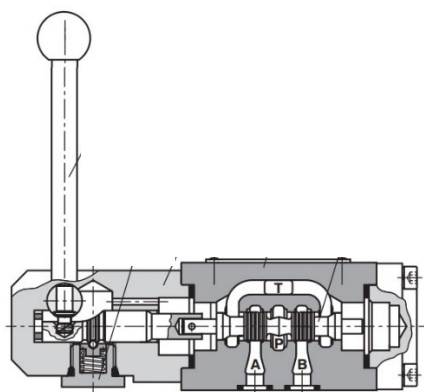
Rozváděče slouží k jednoduchému a rychlému řízení směru pohybu hydromotorů. Obvykle zajišťují pohyb hydromotoru ve dvou směrech a zastavení. Rozváděče se dělí podle počtu cest, tj. vstupů a výstupů. Dále se dělí podle počtu funkčních poloh.

Podle konstrukčního provedení se dělí na šoupátkové a sedlové. Jelikož v obvodu je použit typ šoupátkový, tak sedlový rozváděč zde nebude popsán.

Řídicím prvkem v rozváděči bývá nejčastěji válcové šoupátko. Těleso bývá odlité z litiny, kanály a komory jsou předlité a obrobené na předepsanou šířku. Vůle mezi tělesem a šoupátkem bývá 8 μm z důvodu minimalizace průtokové ztráty mezerou. [8]

Rozeznáváme tyto základní typy šoupátek:

- typ G nebo H se označuje jako rozváděč s otevřeným středem,
- typ E nebo J se označuje jako rozváděč s uzavřeným středem



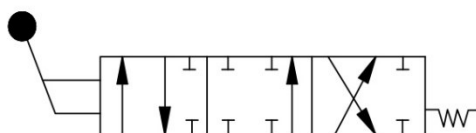
Obr. 25 Šoupátkový rozváděč vybavený aretací [14]

Šoupátkové rozváděče můžeme různými způsoby ovládat. Mechanické ovládání se užívá tam, kde je zapotřebí lidská obsluha stroje (bagry, nakladače, manipulátory, apod.). Příkladem je rozváděč ovládaný ruční pákou, kde základní poloha je zajištěna pružinami. Do krajních poloh je potřeba přetlačit šoupátko proti síle pružiny. Zpět se vrátí silou pružiny. Ručně ovládané rozváděče bývají vybaveny aretací – zajištění funkční polohy.

Rozváděče ovládané elektricky umožňují řídit přestavění šoupátka na dálku, ať už lidskou obsluhou, programem z počítače. Tyto rozváděče bývají napájeny stejnosměrným nebo střídavým proudem. Samotné elektromagnety bývají chlazeny vzduchem nebo olejem, který je přiveden do prostoru mezi cívky a jádro elektromagnetu. [8]

Úloha komponentu v obvodu

Je použit šoupátkový rozváděč 6/3, ovládaný pákou, který slouží k ovládání orbitálního hydromotoru, tzn. k činnosti navíjení pásu. A zároveň k ovládání dvou hydromotorů, tzn. k zvětšení nebo zmenšení prostoru pro návin. Tyto dva rozváděče jsou spojeny do jednoho bloku.

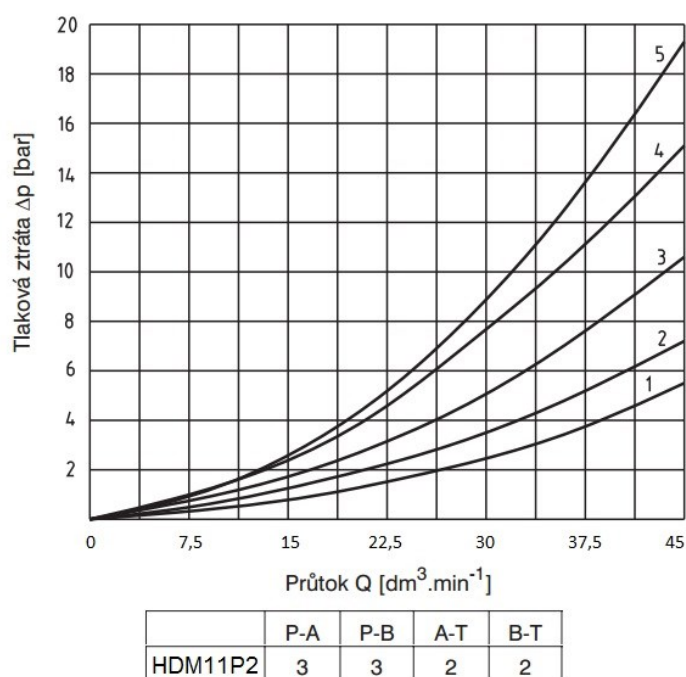


Obr. 26 Schématická značka šoupátkového rozváděče

Technická data šoupátkového rozváděče

Označení komponenty	HDM11P/2 K0415/CA01 L300
Maximální provozní tlak:	22 [MPa]
Maximální průtok:	45 [dm ³ · min ⁻¹]
Filtrace oleje	30 [μm]
Rozsah viskozity oleje	16 – 75 [mm ² · s ⁻¹]

Tab. 8 Technická data šoupátkového rozváděče



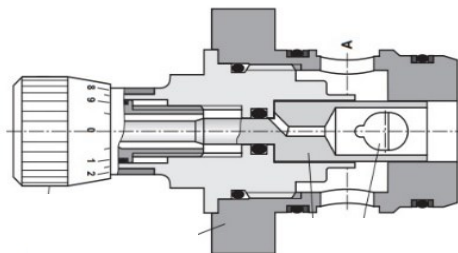
Obr. 27 Δp - Q charakteristika rozváděče

4.7 ŠKRTÍCÍ VENTIL

Popis funkce

Škrtící ventily jsou proměnné hydraulické odpory, umožňující řídit průtok ve velmi širokém rozsahu změnou průtočného průřezu. Závislost průtoku na průtočném průřezu je lineární, závislost průtoku na tlakovém spádu je nelineární. Škrtící ventily se konstruují jak k montáži do potrubí, tak k montáži na připojovací desku či kostku. Často se doplňují jednosměrným ventilem fungujícím jako obtok (by-pass). Škrtící ventily se používají zejména k řízení pohybu hydromotoru. Za provozu může dojít k nebezpečné situaci v důsledku multiplikace tlaku na hydromotoru s nestejnými plochami pístu, kdy máme škrtící ventil zapojený na výstupu z

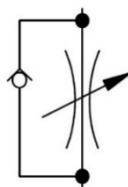
hydromotoru. Řešení bývá otočení jednosměrných ventilů, dále to má výhody v tom, že jsou nižší pasivní odpory těsnění a opotřebení těsnění. [8]



Obr. 28 Škrticí ventil [13]

Úloha komponentu v obvodu

Slouží ke škrcení průtoku do rotačního hydromotoru a také ke škrcení průtoku do dvou přímočarých hydromotorů, tím ovlivníme dobu zdvihu.



Obr. 29 Schématická značka škrticího ventilu

Technická data škrticího ventilu

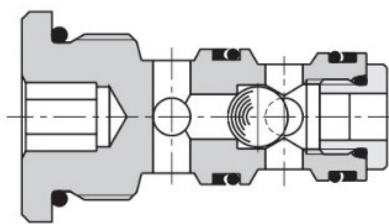
Označení komponenty	VRFU 90 3/8
Maximální tlak:	35 [MPa]
Maximální průtok:	60 [dm ³ · min ⁻¹]
Otevírací tlak:	0,05 [MPa]

Tab. 9 Technická data škrticího ventilu

4.8 LOGICKÝ VENTIL

Popis funkce

Ventil s logickou funkcí „nebo“. Je konstruován ze dvou vstupů a jednoho výstupu. Na výstup se dostane ten průtok, který má větší tlak na vstupu do ventilu.



Obr. 30 Logický ventil [14]

Úloha komponentu v obvodu

Logický ventil v obvodu slouží pouze k realizaci odbrždění nebo zabrždění mechanické brzdy na rotační hydromotor.



Obr. 31 Schématická značka logického ventilu OR

Technická data logického ventilu

Maximální průtok	45 [dm ³ · min ⁻¹]
Maximální tlak	45 [MPa]
Označení komponenty	VU2P 3/8
Závit	G 3/8"

Tab. 10 Technická data logického ventilu

4.9 BRZDNÝ VENTIL

Brzdné ventily jsou hydraulicky ovládané ventily, které se používají v obvodech pro zvedání, spouštění, překlápění břemen, přičemž se žádá spolehlivé a měkké zastavení břemene v libovolné poloze hydromotoru. [8]

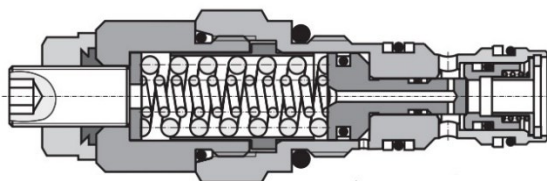
Základní charakteristiky brzdných ventilů

- Ventil zabráňuje předbíhání spotřebiče v aplikacích s negativním zatížením
- Držení zátěže bez objemových ztrát
- Omezení maximálního tlaku pro ochranu spotřebiče proti přetížení a tlakovým špičkám
- Ventil může být použit jako ochrana proti prasknutí potrubí nebo hadice
- Je-li ventil použit jako přepouštěcí ventil, působí jednosměrný ventil jako sací ventil a zabráňuje kavitaci na spotřebiči [8]

Popis funkce

Ventil sestává ze sedlového přepouštěcího ventilu s pomocným řízením s diferenciálním pístem a z obtokového jednosměrného ventilu pro opačný směr průtoku. Z kanálu 2 do kanálu 1 protéká kapalina jednosměrným ventilem s malou tlakovou ztrátou.

V opačném směru je šoupátko jednosměrného ventilu, na jehož zadní straně se nachází sedlo diferenciálního šoupátka, tlačeno pružinou a tlakem zátěže proti diferenciálnímu šoupátku zatíženého pružinou. Tím je ventil téměř těsně uzavřen. Překročí-li tlak v kanálu 1 nastavenou sílu pružiny, je šoupátko odtlačeno ze sedla a přetlak přepuštěn do kanálu 2. Pro zajištění funkce držení zátěže by měla být nastavená síla pružiny minimálně o 30 % vyšší, než očekávaný tlak od zátěže. Jestliže se má zátěž pohybovat, lze to provést pomocí tzv. pomocného řízení z kanálu 3 přivedením již určitého řídicího tlaku. [8]



Obr. 32 Brzdny ventil [14]

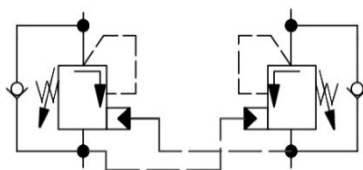
Řídicím poměrem se označuje poměr ploch mezi průřezem diferenciálního šoupátka a plochou jeho sedla. Potřebný řídicí tlak pro otevření ventilu proto neodpovídá rozdílu mezi nastaveným tlakem a tlakem zátěže, nýbrž podílu mezi tímto rozdílem a řídicím poměrem.

U výše uvedeného vzorce je třeba brát v úvahu, že u diferenciálních válců musí být k řídicímu poměru přičten ještě příslušný poměr ploch pístu válce ve směru pohybu. Jakmile dosáhne řídicí tlak potřebné hodnoty, je diferenciální šoupátko odtlačeno ze sedla a uvolní cestu z kanálu 1 do kanálu 2. [8]

Jestliže se nyní zátěž na spotřebiči pokusí zrychlovat a předbíhat přítok oleje, poklesne tlak v jeho přítoku a tím také i řídicí tlak v kanálu 3. Síla pružiny se pokusí ventil znovu uzavřít, čímž se sníží průtok od spotřebiče a tlak ve vstupu spotřebiče opět vzroste. Tím se dosáhne ve vstupu stálého tlaku, kterým může být pohyb zátěže řízen. [8]

Úloha komponentu v obvodu

Slouží k vytvoření tlaku pro odbrzdění rotačního hydromotoru, ve fázi bez-zátěžného navíjení popřípadě odvíjení. Dále k plynulému rozjezdu a zabrzdění rotačního hydromotoru.



Obr. 33 - schématická značka brzděného ventilu

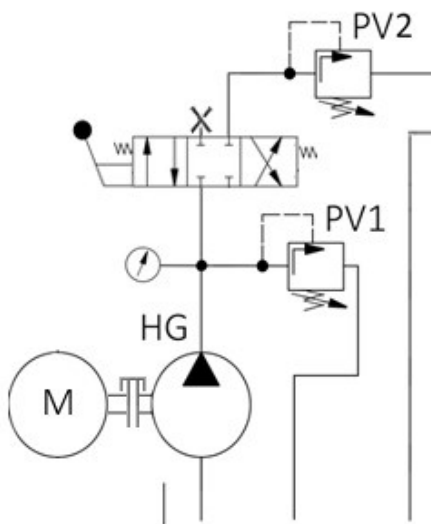
Technické parametry

Označení komponenty	VBCD 3/8 DE/A
Maximální průtok	40 [dm ³ · min ⁻¹]
Pilotní poměr	4,5:1
Maximální tlak	30 [MPa]

Tab. 11 Technická data brzděného ventilu

5 POSTUP NASTAVENÍ POJISTNÝCH A BRZDNÝCH VENTILŮ

5.1 NASTAVENÍ POJISTNÉHO VENTILU

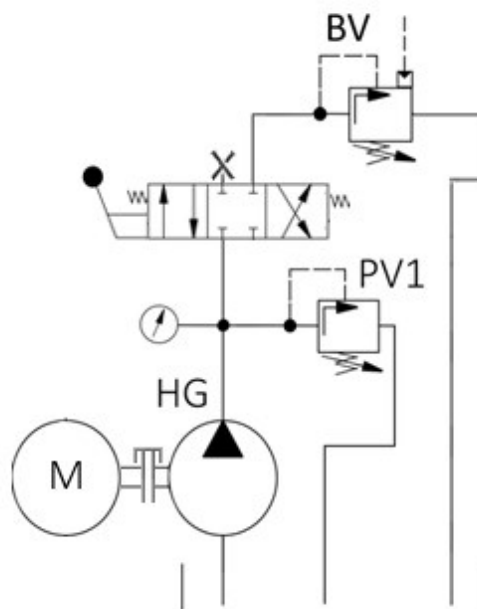


Obr. 34 Schéma obvodu při nastavení pojistného ventilu

Pojistný ventil v obvodu hydraulického navíječe je nastaven na otevírací tlak 17 MPa. Dle schématu obr. 43 jsem zapojil pojistný ventil PV2, kde jsem nastavoval velikost síly, která přitlačuje pružinu, tj. velikost tlaku, při kterém se uzavírací element – kulička, otevře proti působení pružiny, tím dojde k poklesu tlaku v obvodu. Pojistný ventil PV1 byl nastaven na vyšší hodnotu tlaku než byl tlak hledaný.

V obvodu jsem zapojil manometr, na kterém byl sledován tlak kapaliny při samotném nastavování pojistného ventilu. Postupně se zvyšovala tuhost pružiny ventilu, než se na manometru ustálila hodnota tlaku 17 MPa.

5.2 NASTAVENÍ BZRDNÉHO VENTILU



Obr. 35 Nastavení brzdného ventilu

Nastavení brzdného ventilu je velmi obdobné jako nastavení pojistného ventilu.

Brzdný ventil v obvodu navíječe je nastaven na hodnotu tlaku 12 MPa. Dle schématu obr. 44 jsem zapojil brzdný ventil BV, kde jsem nastavoval velikost síly, která přitlačuje pružinu, tj. velikost tlaku, při kterém se pomocný píst otevře.

Větev X na brzdném ventilu není zapojena do obvodu. Tím dosáhneme, aby se brzdný ventil choval jako pojistný ventil. Kdybychom toto nedodrželi, brzdný ventil pracuje s jistým pilotním poměrem (v našem případě 4,5:1). To by znamenalo, že se brzdný ventil otevře při mnohonásobně menším tlaku, než jaký chceme na brzdný ventil nastavit.

V obvodu jsem zapojil manometr, na kterém byl sledován tlak kapaliny při samotném nastavování brzdného ventilu. Postupně se zvyšovala tuhost pružiny ventilu, než se na manometru ustálila hodnota tlaku 12 MPa.

6 ZÁVĚR

Cílem práce byl návrh hydraulického obvodu hydraulického navíječe dopravního pásu.

V první kapitole je zpracována problematika hydraulických obvodů důlních lokomotiv, kde je mimo jiné popis významu samotné závěsné dopravy a popis přídavných hydraulických zařízení lokomotiv.

V druhé kapitole práce je popsána konstrukce a požadovaná funkce hydraulického navíječe. Na základě konstrukce a požadavků zákazníka byly navrženy hydraulické variantní řešení. Funkce těchto variantních řešení jsou do detailu popsány, kde ji mimo jiné i výpis nevýhod.

Třetí kapitola je zaměřena na výpočet hydraulického obvodu, kde jsou vypočteny základní parametry obvodu, jako je požadovaná tažná síla rotačního hydromotoru, potřebný průtok pro přímočaré hydromotory, vypočteny tlakové ztráty v tlakovém potrubí. Tímto výpočtem jsou splněny jak požadavky zákazníka, tak podmínky pro kontinuální a bezporuchový provoz celého mechanismu.

Ve čtvrté kapitole práce je popis použitých komponentů a jejich technických parametrů pro hydraulický navíječ. Ke každému komponentu je popis obecné funkce i popis konkrétní úlohy v obvodu. Použitím těchto komponentů se dosáhne kultivovaného a bezpečného chodu mechanismu.

V poslední části je popsán postup nastavení pojistných a brzdných ventilů na požadovaný tlak. Pojistný ventil byl nastaven na hodnotu 17 MPa a brzdný ventil na hodnotu tlaku 12 MPa.

Na základě návrhu hydraulického obvodu se zařízení vyrobilo a dodalo zákazníkovi. Veškeré teoretické předpoklady byly otestovány na reálném zařízení. Cíl diplomové práce byl splněn.

7 SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] KUČÍK, P.; STRÁŽOVEC, I.; KRIŠŠÁK, P. Hydraulický prenos energie: mobilné pracovné stroje. 1. vyd. Žilina: Žilinská univerzita/EDIS, 2000. 384 s. ISBN 80-7100-725-0
- [2] KOPÁČEK, J.; PAVLOK, B. Tekutinové mechanismy. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2005. 151 s. ISBN 80-248-0856-0
- [3] LIFT, H.; HANSEL, M. Hydrauliksysteme in der Bau und Kommunaltechnik. 1. vyd. 1991. 354 s. ISBN 3-8023-0445-4
- [4] NOSKIEVIČ, J. Dynamika tekutinových mechanismů. Skripta VŠB – TU Ostrava, 1995. 166 s., 1. vydání. ISBN 80-7078-297-8
- [5] JANČA, Jiří a Zdeněk SOBOL. Důlní doprava: určeno posl. odb. báňských škol. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1973. 676 s. Řada báňské literatury.
- [6] DRAŽAN, František a Karel JERÁBEK. Manipulace s materiálem. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1979.
- [7] PAVLOK, Bohuslav. Hydraulické prvky a systémy. 3. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2013. 156 s. ISBN 978-80-248-2983-8.
- [8] PAVLOK, Bohuslav. Hydraulické prvky a systémy. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2008. 150 s. ISBN 978-80-248-1827-6.
- [9] SIVÁK, Václav. Projektování hydraulických systémů. Ostrava: VŠB, 1990. 333 s. ISBN 80-7078-037-1.
- [10] DRÁBKOVÁ, Sylva. Mechanika tekutin [online]. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2008 [cit. 2016-05-13]. ISBN 978-80-248-1508-4.
- [11] <https://fttwolbrom.com.pl/index.php>
- [12] <http://automatizace.hw.cz/principy-prumyslovych-cerpadel-1dil-zubova-cerpadla>
- [13] <https://www.boschrexroth.com/cs/cz/>
- [14] <http://www.argo-hytos.com/cz.html>
- [15] <http://www.fite-mining.eu/>
- [16] <http://www.ferrit.cz/>
- [17] <http://e-konstrukter.cz/prakticka-informace/soucinitel-treni>
- [18] <http://www.ulei-mobil.ro/>

8 SEZNAM PŘÍLOH

Výkres sestavy hydraulického navíječe

Hydraulické obvody pro hydraulický navíječ

Průběh tažné síly v závislosti na průměru návinu - Excel